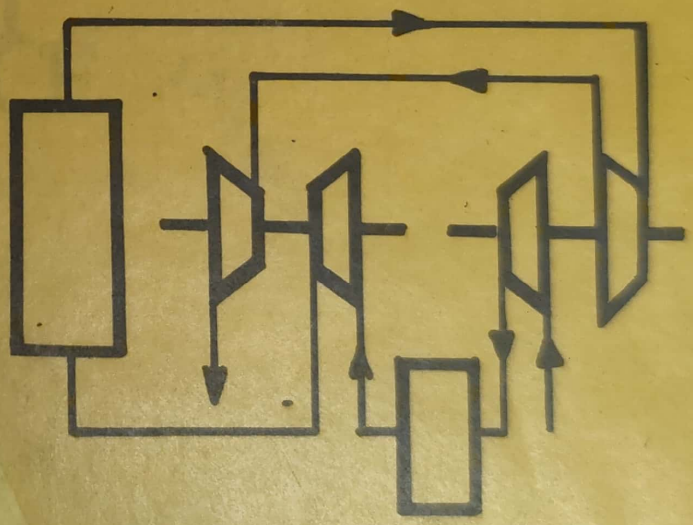
LEXICON DE TERMO-DINAMICĂ ȘI MAȘINI TERMICE

Vol. IV



Editura Tehnică

Scanned with OKEN Scanner

Colectiv de autori

Ing. **NICOLAE BORIARU**; Ing. **TEODOR BRUSALIS**;
Dr. ing. **ALEXANDRU CHISACOF**; Ing. **SORIN DIMITRU**;
Dr. ing. **ION GANEA**; Dr. ing. **MARIN GHERGU**;
Dr. ing. **HENRY HOLBAN**; Prof. dr. ing. **AURELIU LECA**;
Dr. chim. **MINODORA LECA**; Ing. **DAN LIPȘA**; Ing. **DOINA LIPȘA**;
Prof. dr. ing. **MIRCEA MARINESCU**; Ing. **CARMEN PAPADOPOL**;
Prof. dr. ing. **STOIAN PETRESCU**; Dr. chim. **VALERIA PETRESCU**;
Ing. **PETRE RĂDUCANU**; Dr. ing. **DRAGOȘ SFINȚEANU**;
Prof. dr. ing. **DAN ȘTEFĂNESCU**; Dr. ing. **STANCA TRIFAN**;
Dr. ing. **TITI TURCOIU**.

Scanned with OKEN Scanner

LEXICON
DE TERMODINAMICĂ ȘI MAȘINI TERMICE

Vol. IV S–Z

Coordonatori:

DAN ȘTEFĂNESCU, DRAGOȘ SFINȚEANU,
MIRCEA MARINESCU, IOAN GANEA, STOIAN PETRESCU

Scanned with OKEN Scanner

Redactor: **RODICA DINU**
Tehnoredactor: **V. E. UNGUREANU**
Coperta și supracoperta: **CONSTANTIN GULUȚĂ**

Bun de tipar: 15.01.1991. Coli de tipar: 17,75.
C.Z. 621.036+62–84(03)

ISBN 973-31-0223-7

Tiparul executat sub comanda nr. 30/1990
la Întreprinderea Poligrafică „Crișana" Oradea,
str. Mareșal Ion Antonescu nr. 105.
România

Scanned with OKEN Scanner

S

SALA MAȘINILOR. Clădire în care sînt amplasate grupurile generatoare de energie electrică, împreună cu instalațiile anexe aferente. **S.m.** cuprinde, de semenea, spații de montaj, poduri rulante și monoraiuri necesare ridicării și transportului subansamblurilor. În **s.m.** sau în imediata vecinătate, se află și camera de comandă. Dispoziția utilajelor în **s.m.** trebuie să aibă în vedere următoarele principii: fluxurile de energie și traseele de legături tehnologice să fie scurte și directe între principalele utilaje; separarea centralei în grupe de funcțiuni și pe unități distincte; condiții de deservire optime; asigurarea ventilației și a iluminatului; condiții optime de întreținere și reparații; posibilități de extindere cu noi unități; limitarea pericolului de incendiu.

În **s.m.** de la centralele electrice turboagregatele pot fi dispuse cu axele longitudinale sau transversale, opțiunea pentru una sau alta din variante fiind dictată de numărul și puterea agregatelor, precum și de lungimea șirului de arbori. Astfel, la agregatele de puteri mari (peste 500 MW) în condensație, dispunerea unei mașini necesită 50—60 m de lățime a sălii, în cazul dispunerii transversale, fapt ce scumpește foarte mult construcția. În figura S.1 este arătată dispunerea longitudinală

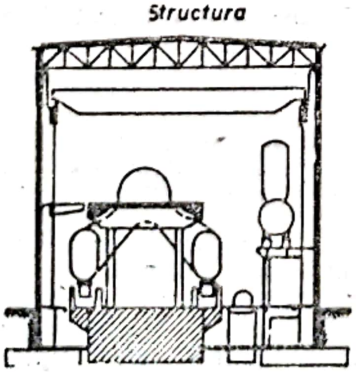


Fig. S.1. Dispunere longitudinală a grupului turbină — generator în sala mașinilor.

a unui grup energetic, iar în figura S.2 este prezentată amplasarea transversală a unui astfel de grup.

Termenul **s.m.** se referă, de asemenea, la incinte situate în clădiri, unități industriale,

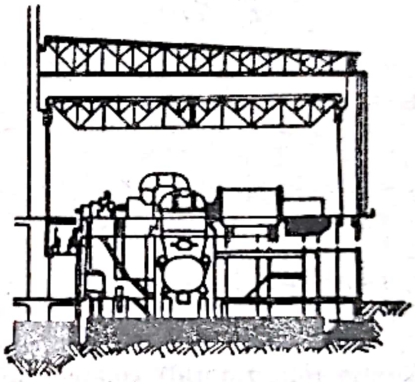


Fig. S.2. Dispunerea transversală a grupului turbină-generator.

nave, etc., conținînd mașini termice (motoare cu ardere internă, turbine cu gaze, compresoare etc), destinate altor scopuri, în afară de producerea energiei electrice (propulsia navelor, producerea aerului comprimat etc.).

SARCINĂ. Puterea momentană a unei mașini termice în raport cu puterea sa nominală, exprimată în procente.

La motoarele cu ardere internă, **s.** poate fi evaluată, în afară de puterea efectivă momentană, prin valorile momentului motor efectiv, presiunii medii efective, consumului orar de combustibil sau prin pozițiile organelor de reglare a debitului de combustibil: clapeta de accelerație la motoarele cu aprindere prin scînteie și, respectiv, cremaliera pompei de injecție — la motoarele diesel.

Momentelor motoare rezistente exterioare (la arborele cotit) le corespund puteri de mărimi diferite, în funcție de valoarea turației motorului. Deci, pentru definirea precisă a **s.**, turația trebuie considerată constantă.

Scanned with OKEN Scanner

În cazul motoarelor cu ardere internă, sînt considerate reprezentative următoarele valori ale s. (Fig. S.3):

— S. *nulă*, care reprezintă funcționarea motorului în gol, fără a fi încărcat cu sarcini

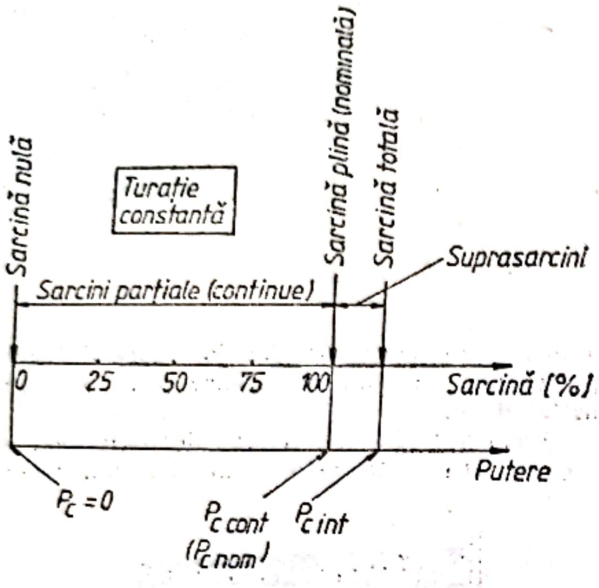


Fig. S.3. Sarcini specifice motoarelor cu ardere internă.

exterioare; la turația minimă stabilă, motorul funcționează în ralanti (v. Regim de ralanti).

— S. *totală*, ce corespunde puterii maxime realizate de motor, putere care se obține la motoarele cu aprindere prin scînteie cu clapeta de accelerație (obturatorul) complet deschisă, iar la motoarele diesel, cu cremaliera pompei de injecție în poziție de debit maxim de combustibil (v. Carburator; Pompă de injecție).

Puterea maximă, respectiv momentul motor maxim la s. totală se realizează la turații diferite, stabilite de constructor (turațiile de putere maximă, respectiv de moment motor maxim). La turații mari, s. totală trebuie limitată în timp, din cauza creșterii sensibile a solicitărilor termice și mecanice ale pieselor motorului (și corespunzător creșterii uzurii pieselor), respectiv s. totală trebuie aplicată intermitent (de exemplu, maxim 10 minute în cursul unei ore de funcționare). Puterea la s. totală este denumită, din acest motiv, *putere intermitentă*. Puterea cea mai mare pe care o poate dezvolta un motor în mod continuu, cu menținerea uzurii pieselor în limitele normale, este denumită *putere continuă*, iar s. corespunzătoare se numește s. *plină*. În general, la încercările de omologare a motoarelor, uzinelor constructoare fixează puterea continuă la o anumită valoare, care poate fi susținută de către motor pe o durată stabilită, puterea fiind denumită putere nominală, iar turația corespunzătoare — turație nominală (în unele cazuri, din motive de siguranță sau fiabilitate $Pe_{nom} < Pe_{cont}$). Valorile puterii și turației precizează regimul nominal, fiind înscrise pe placa de referință a motorului (v. Regim nominal).

— S. *parțiale*, care reprezintă s. cuprinse între s. nulă și s. plină; la motoarele de autovehicul, s. parțiale caracteristice sînt 25%, 50% și 75% (din s. plină);

— *Suprasarcini*, care reprezintă s. cuprinse între s. plină și s. totală; acestea au un caracter intermitent, conform precizărilor anterioare și sînt evaluate din coeficientul de s., definit prin relația

$$K = \frac{P_e}{Pe_{const}},$$

în care P_e este puterea efectivă a motorului la o anumită turație, iar Pe_{const} — puterea continuă la aceeași turație. Valorile coeficientului K, pentru motoarele de autovehicul sînt de 1,1···1,25.

La cazanele de abur, se precizează valorile minime și maxime ale s. pentru exploatare în condiții sigure a agregatului. De asemenea, sînt specificate și duratele de timp limită pentru exploatare la s. minimă și maximă. De exemplu, cazanul tip CR 12 C (50 t/h; 36 bar; 450°C) cu combustibil lichid sau gazos poate funcționa la s. minimă de 50%, timp de 2 ore și la s. maximă de 110% (denumită s. de vîrf sau suprasarcină), timp de 30 de minute.

SATURARE (v. Solubilitate). Din punct de vedere chimic, reprezintă concentrarea unei soluții, prin dizolvarea unui corp solid sau gaz, pînă la saturație. O soluție saturată conține cantitatea minim posibilă de corpuri dizolvate. Concentrația unei substanțe într-o soluție saturată are valoarea maximă și poartă denumirea de solubilitate.

Din punct de vedere tehnic, s. reprezintă aducerea unui gaz (aer sau gaze de ardere) în starea în care conținutul de vapori de apă este minim, respectiv, presiunea parțială a vaporilor de apă din aerul sau gazul umed este egală cu presiunea vaporilor saturați (v. Punct de rouă).

Operația de s. a unui gaz sau a unei soluții se realizează cu ajutorul unor dispozitive care poartă denumirea de *saturatoare*.

SATURAT. Din punct de vedere chimic, calitatea unui corp chimic de a nu forma compuși de adiție. Saturația se datorează lipsei de valențe libere. Formula unui compus chimic s. nu conține legături multiple. Compușii chimici saturați sînt mult mai stabili decît cei nesaturați. Ei nu polimerizează între ei și sînt oxidați numai în condiții energetice.

Scanned with OKEN Scanner

Dintre compușii chimici saturați se menționează hidrocarburile parafinice și derivații lor. Saturată se spune despre o soluție care nu mai poate dizolva o cantitate suplimentară dintr-un compus organic.

Din punct de vedere tehnic, aerul sau gazul umed s. reprezintă starea aerului sau gazului umed s. cu vapori de apă, sau care conține cantitatea maximă de umiditate în stare de vapori. Orice cantitate suplimentară de vapori de apă, introdusă în aerul umed s. sau gazul umed s., va condensa. Presiunea parțială a vaporilor de apă din aerul sau gazul umed s. are valoarea maximă și este egală cu presiunea de saturație ce corespunde temperaturii aerului sau gazului umed (v. Punct de rouă).

SATURAȚIE (Stare de). Stare a unui sistem fizico-chimic sau tehnic, în care o mărime caracteristică sistemului, care a crescut o dată cu varierea într-un anumit sens a unei a doua mărimi, nu mai crește la o nouă variație în același sens a mărimii a doua, sau crește numai după o variație foarte mare. În această stare se spune că sistemul fizico-chimic sau termic este saturat în prima mărime în raport cu cea de a doua mărime, considerată ca variabilă, celelalte mărimi ce caracterizează sistemul fiind menținute constante.

La s., curba de variație a primei mărimi în funcție de mărimea a doua tinde asimptotic către o valoare constantă.

Astfel: o soluție este saturată față de una dintre substanțele dizolvate, dacă concentrația acelei substanțe în soluție nu mai crește la adăugarea unei noi cantități din substanța respectivă; o cantitate de gaz sau de aer este saturată cu vaporii unui lichid cînd presiunea parțială a vaporilor lichidului respectiv nu mai crește prin adăugarea unei noi cantități

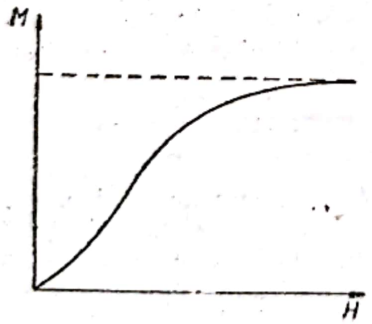


Fig. S.4. Dependența magnetizării (*M*) a unui corp feromagnetic de cîmpul magnetic (*H*) (curbe de primă magnetizare).

de lichid; variația magnetizării (*M*) a unui corp feromagnetic în funcție de cîmpul magnetic (*H*) prezintă un palier de saturație (Fig. S.4); dependența curentului electric (*I*) de tensiunea (*U*) aplicată într-o diodă cu vid prezintă, de asemenea, palier de saturație la valori mari ale tensiunii de placă (Fig. S.5).

Denumirea de s. se aplică și în cazul stării de echilibru fizic lichid-vapori la care atingerea valorii constante a presiunii vaporilor saturați (p_s=const.) se face mai repede decît asimptotic (Fig. S.6).

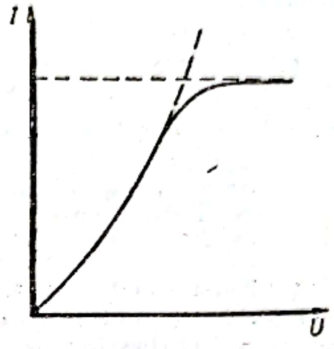


Fig. S.5. Dependența curentului (*I*) de tensiunea (*U*) aplicată într-o diodă cu vid.

Astfel, în procesul de comprimare izotermică a unei mase de vapori de stare 1 (Fig. S.6) se constată că pe porțiunea 1-1'' a izotermei volumul specific scade, în timp ce presiunea crește pînă la atingerea valorii p_s la care are loc condensarea vaporilor (lichefierea gazului). Pe palierul izobar-izoterm (1''-1') de condensare a vaporilor, în cursul căruia vaporii se află în echilibru fazic cu lichidul din care provin, s-a adoptat denumirea de s., respectiv se numesc: vapori saturați uscați vaporii în starea 1'' început a condensării; lichid saturat în starea 1' de sfîrșit a condensării și vapori saturați, umezi, stările intermediare pe palierul 1''-1'.

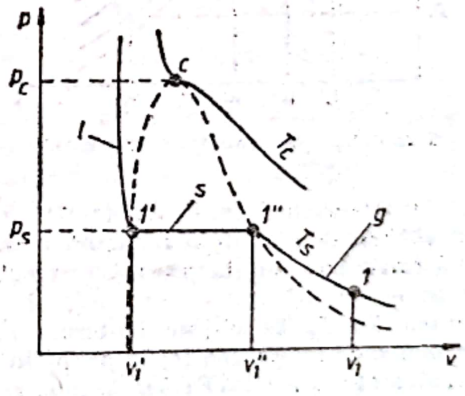


Fig. S.6. Fenomenul de saturație la vapori (izoterma în diagrama *p*—*v*): *p* — presiunea; *v* — volumul specific; *g* — stare de gaz (vapori); *d* — stare de lichid; *s* — vapori saturați umezi; T_s — izoterma de saturație; p_s — presiunea de saturație.

În domeniul stării de lichid, izoterma tinde către linie de v=const. ca urmare a compresibilității neglijabile a lichidelor.

Valori apropiate ale izotermei se obțin cu ajutorul ecuațiilor termice de stare ale vaporilor sau gazelor reale (v. Ecuații de stare). Astfel, izoterma Van der Waals se obține cu ajutorul ecuației:

$$\left(p+\frac{a}{v^2}\right)(v-b)=RT$$

care, exprimată în funcție de puterile lui v, se scrie:

$$v^3-\left(b+\frac{RT}{p}\right)v^2+\frac{a}{p}v-\frac{ab}{p}=0.$$

Rezolvînd ultima ecuație în raport cu v la diferite presiuni p și admițînd temperatura ca parametru, se obține reprezentarea din figura S.7.

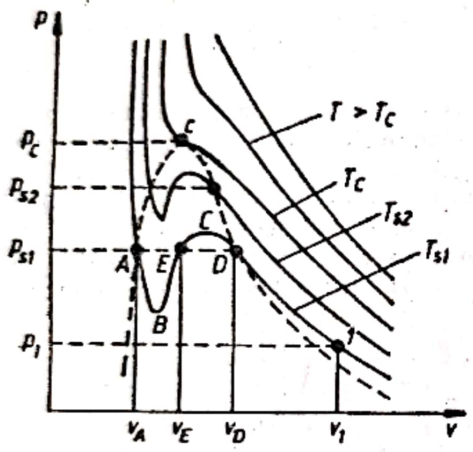


Fig. S.7. Izoterme van der Waals.

Pentru izoterma $T_{s1}<T_c$ din relația de mai sus se obține: la $p_1<p_{s1}$ o rădăcină reală (v_1) și două imaginare, iar la $p=p_{s1}$, trei rădăcini distincte v_A, v_E și v_D.

Pentru $T=T_c$ se obține izoterma critică cu un punct de inflexiune (c) la $p=p_c$ în care, din rezolvarea ecuației Van der Waals, rezultă pentru v o rădăcină triplă.

La $T>T_c$ izotermele au alura curbelor iperbole care se apropie de iperbola echilaterală pentru valori mari ale temperaturii și valori scăzute ale presiunii (stare rarefiată).

Izoterma de echilibru fazic, însă, trebuie să prezinte palier izobar-izoterm, de exemplu AED care diferă de izoterma Van der Waals $ABECD$ și care se interpretează ca explicînd stările metastabile (de neechilibru) ce pot apare în procesele de vaporizare sau de condensare în condițiile lipsei centrilor de amorsare a nucleelor fazei noi. Astfel, ramura AB a izotermei Van der Waals exprimă starea de lichid supraîncălzit ce poate apare în procesul de vaporizare; ramura DC exprimă starea de vapori subrăciți ce apar la începutul procesului de condensare; ramura BEC este irealizabilă practic, întrucît pe aceasta $\left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_T>0$, ceea ce ar însemna că o dată cu creșterea presiunii să crească și volumul vaporilor.

Relația dintre cei doi parametrii p_s și T_s la care are loc procesul de transformare de fază este dată de ecuația Clausius-Clapeyron, care din punct de vedere matematic este forma diferențială a relației $p=p_s(T)$ (v. Tensiune de vapori).

SCARĂ DE TEMPERATURĂ. Reprezentare grafică a temperaturii pe o linie dreaptă sau curbă, pe care, începînd din origine, se marchează distanțe proporționale cu valoarea ei, obținînd o gradație în dreptul căreia se trec cifrele ce o caracterizează. Se exprimă în grade termometrice. Se folosesc mai multe **s. de t.**:

— Celsius, **s. de t.** împărțită în grade Celsius (v. Grad Celsius);

— de temperatură absolută, **s. de t.** ale cărei grade au valori egale cu gradele Celsius, originea ei fiind la temperatura de −273,16°C, numită zero absolut;

— Kelvin sau **s. de t.** absolută (v. Grad Kelvin);

— Fahrenheit, **s. de t.** împărțită în grade Fahrenheit (v. Grad Fahrenheit);

— Reaumur, **s. de t.** împărțită în grade Reaumur (abandonată);

— Rankine, **s. de t.** împărțită în grade Rankine (v. Grad Rankine);

— a termometrului cu mercur, ce se bazează pe dilatarea aparentă a mercurului aflat într-un tub de sticlă și are două puncte caracteristice: punctul zero, care corespunde punctului de topire a gheții la presiunea normală atmosferică și punctul 100, care corespunde temperaturii de fierbere a apei distilate la presiunea normală; temperatura exprimată astfel, în scara Celsius este:

$$t=100\,\frac{l_t-l_0}{l_{100}-l_0},$$

în care l_0, l_{100} și l_t sînt lungimile coloanelor de mercur la temperaturile de 0°C, 100°C și t°; această scară depinde de compoziția și de tratamentul termic al sticlei din care este construit termometrul;

— a termometrului cu gaz ideal, ce se bazează pe dilatarea volumetrică a unui gaz aflat la presiune constantă sau pe creșterea presiunii unui volum constant de gaz; temperatura exprimată în scara Celsius este:

$$t=100\,\frac{p_t-p_0}{p_{100}-p_0},$$

în care p_0, p_{100} și p_t sînt presiunile unei mase de gaz la volum constant, la temperaturile

de 0°, 100° și t°; această scară are aceleași puncte de 0 și 100 ca și ale scării cu mercur, fiind o scară arbitrară și depinzînd de natura gazului folosit;

— termodinamică absolută, care este bazată pe ciclul Carnot.

Această scară utilizează randamentul unui ciclu Carnot reversibil drept mărime termometrică și este independentă de natura substanței care se transformă. Din relația randamentului ciclului Carnot:

$$1-\frac{T_2}{T_1}=1-\frac{|Q_2|}{Q_1}$$

(în care Q_1 și Q_2 sînt căldurile primită la sursa caldă, respectiv cedată la sursa rece; T_1 și T_2 — temperaturile termodinamice absolute ale sursei calde, respectiv sursei reci), rezultă că punctul zero al acestei scări reprezintă temperatura cea mai joasă, la care randamentul este 1. Scara are temperaturile notate cu T și gradele cu Kelvin și nu poate fi finalizată strict cu precizie printr-un procedeu care să corespundă definiției date. De aceea, pentru temperaturi joase și medii se folosește termometrul cu gaz, iar pentru temperaturi ridicate, pirometrul optic;

— internațională de temperatură, ce se bazează, în sistemul Celsius, pe puncte fixe reprezentate de temperaturi de echilibru cărora li se dau valori numerice și pe relații de interpolare, care stabilesc legătura dintre orice temperatură și indicațiile termometrelor etalonate cu aceste puncte fixe. Punctele fixe și valorile numerice ale temperaturilor corespunzătoare la presiunea atmosferică normală de 1,01325 bar se indică în tabelul S.1.

Tabelul S.1

Punctele caracteristice principale ale scării internaționale de temperatură

Nr. crt.	Puncte caracteristice principale și puncte fixe primare	Temperatura [°C]
2.	Temperatura de echilibru între oxigenul lichid și vaporii săi (punctul de fierbere al oxigenului)	−182,97
3.	Temperatura de echilibru între gheață și apa pură saturată cu aer (punctul de topire al gheții)=punct fix fundamental	0,00
4.	Temperatura de echilibru între apa pură, lichidă și vaporii săi (punctul de fierbere al apei)= =punct fix fundamental	100,00
5.	Temperatura de echilibru între sulful lichid și vaporii săi (punctul de fierbere al sulfului)	444,60
6.	Temperatura de echilibru între argintul lichid și argintul solid	960,80
	Temperatura de echilibru între aurul solid și aurul lichid (punctul de solidificare al aurului).	

Această scară conține 6 puncte fixe fundamentale și primare. Instrumentele etalon și formulele de interpolare împart scara în 4 zone, și anume:

a) De la punctul zero și pînă la cel de solidificare al stibiului (630,50°C), temperatura t este dată de un termometru etalon cu rezistență de platină, calculată cu relația

$$R_t=R_0(1+a\cdot t+b\cdot t^2),$$

în care: R_t este rezistența firului de platină la temperatura t; R_0 — la temperatura de 0°C; a și b — constante numerice calculate cu formula de mai sus, pe baza valorilor lui R_t, măsurate la punctul de fierbere al apei, respectiv al sulfului;

b) De la punctul de fierbere al oxigenului și pînă la 0°C, temperatura fiind dată tot de un termometrul etalon cu rezistență de platină și calculată cu formula

$$R_t=R_0[1+a\cdot t+b\cdot t^2+c(t-100)\cdot t^3],$$

în care R_0 și R_t sînt rezistențele firului de platină la temperaturile de 0°C, respectiv t [°C], iar a, b, c — constante numerice calculate pe baza valorilor lui R_t, măsurate la punctele de fierbere ale apei, sulfului și oxigenului.

c) De la punctul de solidificare al stibiului și pînă la cel de solifidicare al aurului, temperatura fiind dată de un termocuplu etalon Pt-Pt, Rh (10%) și calculată cu relația:

$$E_t=a+b\cdot t+c\cdot t^2,$$

în care E_t este tensiunea electromotoare a termocuplului etalon pentru temperatura lipiturii reci la 0°C și a celei calde la t [°C]; a, iar b, c — constante calculate pe baza valorilor lui E_t, măsurate la punctele de solidificare ale stibiului, argintului și aurului.

d) Deasupra punctului de topire al aurului, temperatura fiind dată de un pirometru optic etalon și stabilită cu formula

$$\frac{I_t}{I_{Au}}=\frac{e^{\frac{c}{\lambda(t_{Au}+T_0)}}-1}{e^{\frac{c}{\lambda(t+t_0)}}-1},$$

în care: I_t și I_{Au} sînt energiile radiate cu lungimea de undă λ, în intervalul unei unități de lungime de undă emisă în unitatea de timp de către unitatea de suprafață a unui corp negru la temperatura t, respectiv la temperatura de solidificare a aurului; λ — lungimea de undă a radiației; c — constantă, cu valoarea 1,438 cm·K; T_0 — temperatura absolută a punctului de topire a gheții.

În anumite cazuri, afară de cele 6 puncte prezentate în tabelul S.1, se pot folosi și puncte

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul S.2

Puncte caracteristice secundare ale scării internaționale de temperatură

Nr. crt.	Punte secundare de temperatură	Temperatura [°C]
1.	Sublimarea bioxidului de carbon	—78,50
2.	Solidificarea mercurului	—38,87
3.	Tranziția sulfatului de sodiu	32,38
4.	Punctul triplu al acidului benzoic	122,36
5.	Fierberea naftalinei	218,00
6.	Topirea staniului	231,90
7.	Fierberea benzofenonei	305,90
8.	Topirea plumbului	327,30
9.	Fierberea mercurului	356,59
10.	Topirea zincului	419,50
11.	Topirea stibiului	630,50
12.	Topirea aluminiului	660,10
13.	Topirea cuprului în atmosferă reducătoare	1 083,00
14.	Topirea nichelului	1 453,00
15.	Topirea cobaltului	1 492,00
16.	Topirea paladiului	1 552,00
17.	Topirea platinei	1 769,00
18.	Topirea rhodiului	1 960,00
19.	Topirea iridiului	2 443,00
20.	Topirea wolframului	3 380,00

secundare de temperatură în grade Celsius, cum sînt cele indicate în tabelul S.2.

SCAUN DE SUPAPĂ (Sin.: **Sediu de supapă**). Piesă în formă de inel, presată în locașurile din chiulasă în zona canalelor de distribuție, pe care se reazemă suprafața conică a talerului supapelor de distribuție pentru motoare. (v. Supapă). În figura S.8, sînt arătate diferite modalități de montare a **s. de s.**

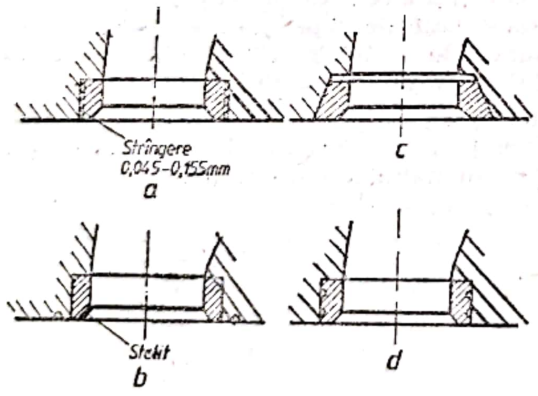


Fig. S.8. Moduri de presare a scaunelor de supapă:
a — cilindric, cu strîngere; *b* — cilindric, cu teșituri; *c* — conic; *d* — cilindric, cu degajări.

Materialele din care se execută **s. de s.** trebuie să aibă rezistență mare la coroziune și duritate ridicată la temperaturi înalte. Se folosesc fonta specială refractară, bronzul cu aluminiu și oțelul refractar. Prin depunerea unui strat de satelit pe suprafața conică, durabilitatea **s. de s.** sporește de 4—5 ori.

SCHEMĂ DE INSTALAȚIE TERMOTEHNICĂ. Reprezentare schematică folosită pentru a reda, prin simboluri grafice, elementele componente ale unei instalații termotehnice și legăturile dintre ele, punînd în evidență trăsături esențiale și circuite energetice (făcînd abstracție de particularitățile și elementele constructive de detaliu).

În **s. de i.t.** mai pot fi indicate aparate de comandă și de control, aparate de măsură, precum și valori ale parametrilor caracteristici (debite, presiuni, temperaturi etc.). Separat, se pot întocmi scheme de circuite pentru fluidele care parcurg instalația (agenți termici primari sau secundari, gaze arse, aer, apă, abur, combustibili etc.).

De regulă, **s. de i.t.** pot fi redate în două feluri: fie folosind numai elementele esențiale necesare efectuării procesului teoretic, fie întrebuințînd toate elementele componente legate

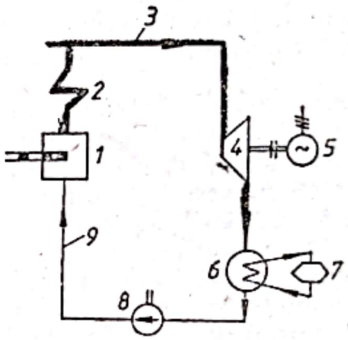


Fig. S.9. Schemă de instalație cu turbină cu abur:
1 — cazan de abur cu cărbune pulverizat; *2* — supraîncălzitor de abur; *3* — conductă de abur supraîncălzit; *4* — turbină cu abur; *5* — generator electric; *6* — condensator de suprafață în circuit închis; *7* — turn de răcire; *8* — pompă pentru circulația apei; *9* — circuitul apei de alimentare.

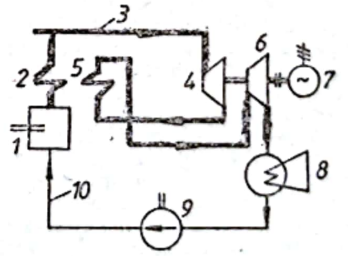


Fig. S.10. Schemă de instalație cu turbină cu abur, cu supraîncălzire intermediară:
1 — cazan de abur cu combustibil lichid; *2* — supraîncălzitor de abur; *3* — conductă de abur supraîncălzit; *4* — turbină cu abur de înaltă presiune; *5* — supraîncălzitor intermediar; *6* — turbină cu abur de joasă presiune; *7* — generator electric; *8* — condensator de suprafață în circuit închis; *9* — pompă de circulație; *10* — circuitul apei de răcire.

Scanned with OKEN Scanner

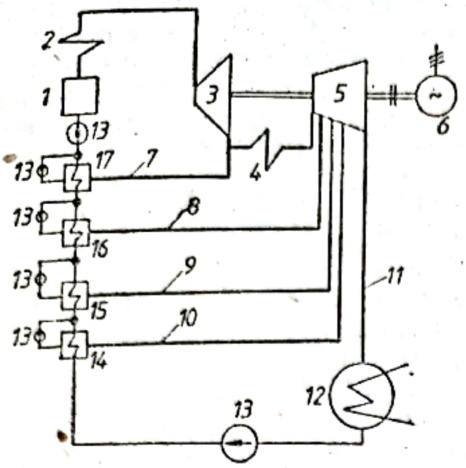


Fig. S.11. Schemă de instalaţie cu abur, cu prize intermediare şi cu preîncălzirea regenerativă a apei de alimentare:

1 —cazan de abur; *2* — supraîncălzitor de abur; *3* — turbină cu abur de înaltă presiune; *4* — supraîncălzitor de abur intermediar; *5* — turbină de abur cu trei prize nereglabile de presiune; *6* — generator electric; *7, 8, 9, 10* — circuite de abur pentru preîncălzirea apei de alimentare; *11* — abur de joasă presiune; *12* — condensator de suprafaţă în circuit deschis; *13* — pompe de circulaţie; *14, 15, 16, 17* — preîncălzitoare cu abur pentru apa de alimentare.

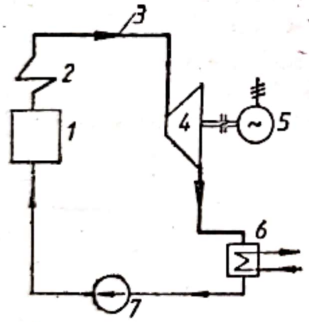


Fig. S.12. Schemă de instalaţie cu abur de termoficare:

1 — cazan de abur; *2* — supraîncălzitor de abur; *3* — conductă de abur supraîncălzit; *4, 5* — grup turbogenerator cu turbină de abur cu contrapresiune; *6* — schimbător de căldură de suprafaţă (punct termic); *7* — pompă de circulaţie.

de necesităţile procesului real. Primul caz este util pentru efectuarea calculelor şi fixarea principiilor constructive, cel de-al doilea caz formează baza întocmirii proiectului instalaţiei termice.

În figurile S.9—S.15 sînt prezentate principial cîteva **s. de i.t.**

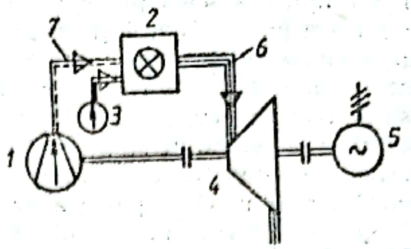


Fig. S.13. Schemă de instalaţie cu turbină cu gaze, cu ardere la presiune constantă:

1 — compresor de aer; *2* — cameră de ardere; *3* — pompă de combustibil; *4* — turbină cu gaze; *5* — generator electric; *6* — circuitul gazelor arse; *7* — circuitul de aer comprimat.

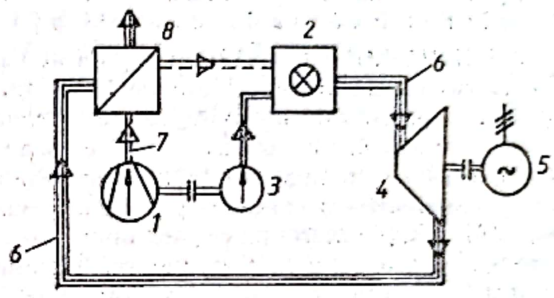


Fig. S.14. Schemă de instalaţie cu turbină cu gaze cu recuperare de căldură:

1—7 — idem fig. S.13.; *8* — recuperator de căldură pentru preîncălzirea aerului cu ajutorul gazelor de ardere evacuate din turbină.

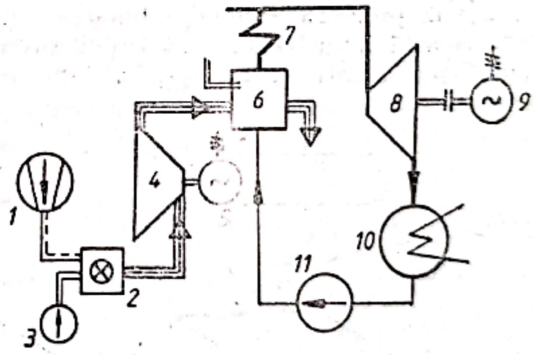


Fig. S.15. Schemă de instalaţie cu ciclu mixt abur-gaze:

1—5 — idem fig. S.13.; *6* — cazan recuperator cu încălzire suplimentară pentru abur; *7* — supraîncălzitor; *8* — turbină cu abur; *9* — generator electric; *10* — condensator; *11* — pompă de circulaţie.

SCHIMB DE CĂLDURĂ. v. Transfer de căldură.

SCHIMB DE MASĂ. v. Transfer de masă.

SCHIMBAREA GAZELOR (la motoare cu ardere internă). Procese de admisie a încărcăturii proaspete în cilindrii motorului şi de evacuare a gazelor arse din cilindri. La mo-

toarele în 4 timpi, cele două procese (efectuate în cîte o cursă a pistonului), deşi nu se succed în cadrul aceluiaşi ciclu motor, realizează o succesiune în timp a curgerii gazelor în două cicluri succesive: evacuarea dintr-un ciclu precede admisia din ciclul următor (v. Fig. F.15 şi M.56). La motoarele în doi timpi, admisia se desfăşoară simultan cu o parte a evacuării (balciajul gazelor arse), în cadrul aceluiaşi ciclu (v. Fig. M.55).

Din punct de vedere constructiv, **s.g.** se realizează diferit la motoarele în patru timpi, la motoarele în doi timpi şi la motoarele supraalimentate (v. Admisie; Colector de gaze; Eşapament; Supraalimentare). Gradul de perfecţiune a **s.g.** influenţează nivelul performanţelor motorului cu ardere internă (v. Admisie; Grad de umplere; Faze de distribuţie).

SCHIMBĂTOR DE CĂLDURĂ. Aparat care realizează transferul de căldură de la un fluid la altul în procese de încălzire, răcire, fierbere, condensare sau în alte procese termice. **S. de c.** ocupă în cadrul instalaţiilor tehnologice o poziţie particulară, ca organe principale, cînd constituie părţi determinante ale unor procese tehnologice sau ca organe secundare, introduse în instalaţii termice (radiatoare, răcitoare de ulei, de aer etc.).

Domeniile de utilizare a **s. de c.** sînt foarte variate, destinaţiile principale ale acestor aparate fiind: schimbul de căldură dintre gazele de ardere şi apa (aburul) din cazane (generatoare de abur); încălzirea sau răcirea unei substanţe în procesele termice tehnologice din diferite ramuri industriale, cum sînt industria chimică, petrolieră, energetică, metalurgică, alimentară, uşoară, tehnica frigului, a aerului condiţionat etc.; prepararea apei calde şi fierbinţi în sistemele de termoficare; evacuarea în atmosferă, prin turnuri de răcire, a căldurii rezultate din procesele industriale; procesele de recuperare a căldurii cu potenţial termometric scăzut etc.

Clasificarea **s. de c.** se poate face pe bază de diferite criterii, şi anume:

a) *După scopul aparatului*, el purtînd denumirea de: încălzitor, vaporizator, condensator, preîncălzitor, economizor, supraîncălzitor, fierbător, distilator, răcitor, acumulator, boiler, radiator, recuperator de căldură, degazor, turn de răcire, scruber, calorifer, aerotermă etc.;

b) *După tipul constructiv al aparatului*: **s. de c.** prin suprafaţă (la care agenţii termici nu se amestecă între ei, propagarea căldurii avînd loc printr-un perete despărţitor); **s. de c.** prin amestec, la care transferul căldurii are loc prin amestecarea agenţilor termici;

c) *După sistemul de lucru al aparatului*: **s. de c.** cu acţiune continuă, la care transferul căldurii se efectuează în regim termic stabilizat **s. de c.** cu acţiune discontinuă, la care schimbul de căldură are loc intermitent (aparate acumulatoare la care căldura este înmagazinată cînd este disponibilă şi livrată apoi la cerere) sau periodic (aparate regeneratoare în care, în mod ciclic, căldura transportată de agentul cald se acumulează într-un material inert care nu reacţionează chimic cu purtătorii de căldură, fiind apoi cedată agentului rece);

d) *După sensul relativ de circulaţie a agenţilor termici*, **s. de c.** pot fi: aparate în echicurent în contracurent, în curent încrucişat, în curent

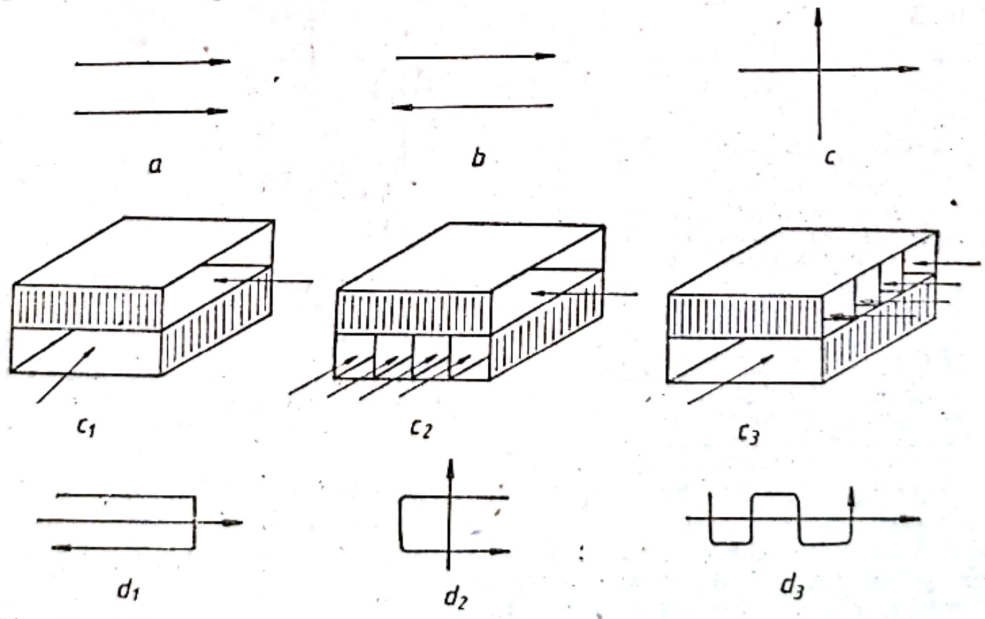


Fig. S.16. Scheme de curgere a agenţilor termici în schimbătoarele de căldură: *a* — curgere în echicurent; *b* — curgere în contracurent; *c* — curgere în curent încrucişat (*c1* — cu ambele fluide amestecate; *c2* — cu un fluid amestecat şi altul neamestecat; *c3* — cu ambele fluide neamestecate);; *d1, d2, d3* — curgere în curent mixt (cîteva exemple)

mixt (combinat). Modul de circulaţie a agenţilor termici este arătat în schema din figura S.16;

e) *După natura agenţilor termici*: aparate lichid-lichid, aparate gaze (vapori)-lichid, aparate gaze-gaze;

f) *După geometria suprafeţei de schimb de căldură*: aparate cu ţevi (tubulare), aparate cu plăci sau lamele, aparate cu suprafaţa extinsă (nervuri, proeminenţe aciculare, promotori de turbulenţă);

g) *După modul de preluare a dilatărilor termice* (Fig. S.17): aparate rigide, aparate semielastice (cu compensator lenticular), aparate elastice (cu ţevi în formă de U), cu cap mobil sau flotant; cu presetupă la placa tubulară;

h) *După poziţia* s. de c.: aparate verticale şi aparate orizontale;

i) *După numărul de treceri ale agentului termic prin* s. de c.: aparate cu o trecere, aparate cu două sau cu mai multe treceri;

j) *După materialul de construcţie folosit*: aparate metalice, aparate nemetalice;

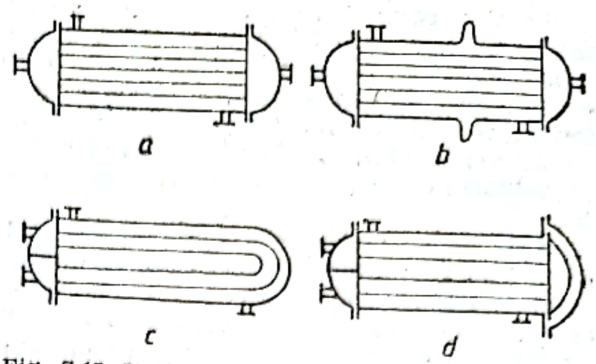


Fig. S.17. Preluarea dilatărilor termice la schimbătoarele de căldură tubulare cu ţevi şi manta: *a* — aparat rigid; *b* — aparat semielastic cu compensator lenticular; *c* — aparat cu ţevi în U; aparat cu cap mobil (liber sau flotant).

k) *După modul de circulaţie a purtătorilor de căldură*: s. de c. în echicurent, în contracurent, în curent încrucişat, în curent mixt.

Tabelul S.3 cuprinde o clasificare generală, constructivă şi funcţională a s. de c.

Clasificarea constructivă-funcţională a schimbătoarelor de căldură *Tabelul S.3*

Starea de agregare a agenţilor termici	Tipul constructiv al aparatului	Natura agentului termic	Circulaţia relativă a agenţilor termici în aparat	Denumirea tehnică a aparatului
Aparate fără modificarea stării de agregare a agenţilor termici	Aparate cu perete despărţitor	Lichid-lichid	Contracurent Curent mixt Curent încrucişat Echicurent	Răcitoare Încălzitoare Preîncălzitoare
		Gaz-gaz	Contracurent Curent mixt Curent încrucişat Echicurent	Regeneratoare Recuperatoare Preîncălzitoare
		Lichid-gaz	Contracurent Curent mixt Curent încrucişat Echicurent	Radiatoare Boilere Baterii de încălzire Aparate frigorifice
	Aparate cu amestec	Lichid-lichid Gaz-gaz	—	Amestecătoare cu sau fără agitatoare
		Lichid-gaz	—	Scrubere Turnuri de răcire
Aparate cu modificarea stării de agregare a unuia sau a ambilor agenţi termici	Aparate cu perete despărţitor	Lichid-vapori	Contracurent Curent mixt Curent încrucişat Echicurent	Vaporizatoare Fierbătoare Transformatoare de abur
		Vapori-lichid	Contracurent Curent mixt Curent încrucişat Echicurent	Condensatoare Preîncălzitoare
	Aparate cu amestec	Vapori-lichid	—	Degazoare Acumulatoare

Scanned with OKEN Scanner

La alegerea unui **s. de c.** trebuie să se țină seama de: parametrii termici, hidraulici și mecanici nominali și maximi admisibili, tipul constructiv uzual și materialul recomandat a fi folosit, regimul de funcționare, condițiile de amplasare, montaj, exploatare și întreținere, posibilitatea reparației, costul și economicitatea lui.

Aparatul cu țevi și manta reprezintă tipul cel mai frecvent utilizat de **s. de c.** de suprafață. Soluțiile constructive (Fig. S.17) diferă între ele prin metodele folosite pentru reducerea eforturilor născute din dilatările termice diferite dintre țevi și manta. **S. de c.** cu plăci tubulare fixe (Fig. S.17 *a*) este cel mai simplu și ieftin, cu etanșare bună pentru ambele fluide, dar cu eforturi termice mari între țevi și manta și imposibilitatea curățării mecanice a exteriorului țevilor. O soluție care reduce eforturile termice o constituie **s. de c.** cu plăci tubulare fixe și compensator lenticular pe manta (Fig. S.17 *b*). **S. de c.** cu fascicul tubular în „U" (Fig. S.17 *c*) este demontabil, eliminînd eforturile dintre țevi și manta. Țevile U au dezavantajul înlocuirii și curățării dificile. **S. de c.** cu cameră colectoare mobilă elimină eforturile dintre țevi și manta, fasciculul tubular fiind demontabil (Fig. S.17 *d*). În figura S.18 se prezintă componentele constructive ale unui **s. de c.** tubular.

S. de c. cu țevi și manta sînt, de regulă, prevăzute cu șicane (pereți despărțitori), avînd următoarele funcții: uniformizarea curgerii în manta și eliminarea zonelor de fluid stagnant sau cu viteze reduse de curgere, asigurarea participării întregii suprafețe a fasciculului tubular la transferul de căldură, susținerea și rigidizarea fasciculului tubular, intensificarea transferului de căldură pentru fluidul din manta prin mărirea vitezei de curgere și creșterea turbulenței. În figura S.19 se prezintă unele tipuri de șicane, mai frecvent folosite în construcția **s. de c.** tubulare.

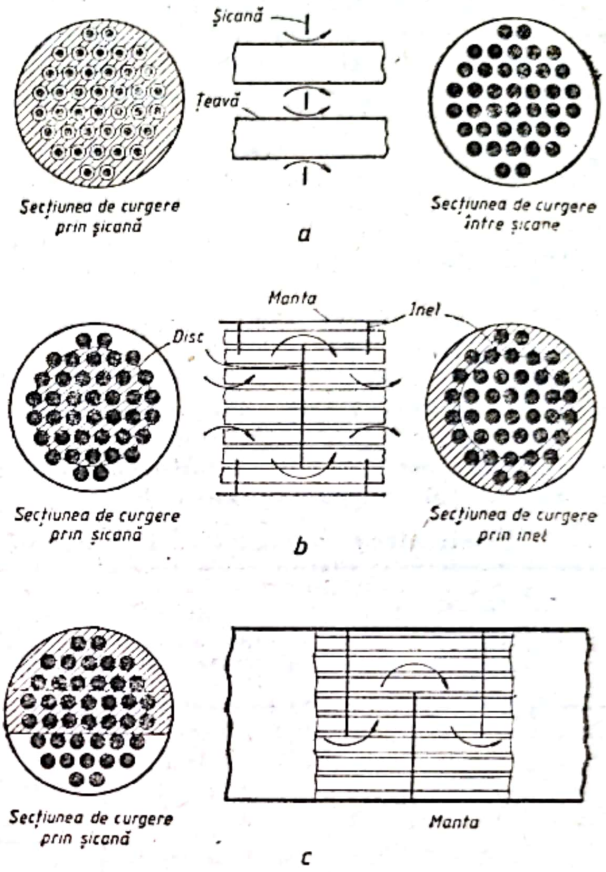


Fig. S.19. Șicane pentru schimbătoarele de căldură tubulare:
a — șicană cu orificii; *6* — șicană cu disc și inel; *c* — șicană tip segment.

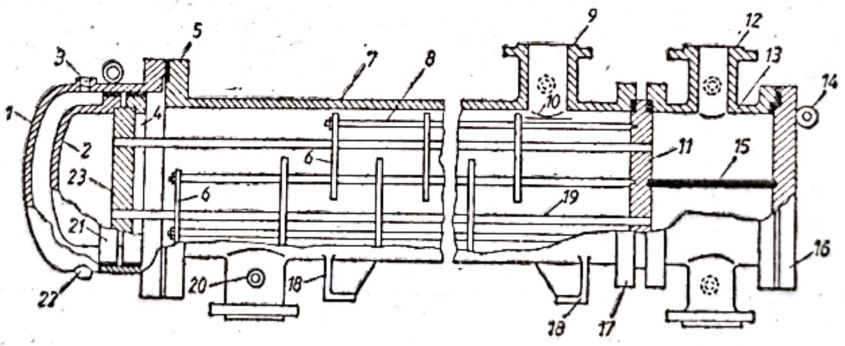


Fig. S.18. Schimbător de căldură cu țevi și manta cu cap mobil (flotant):
1 — capac; *2* — cap mobil (flotant); *3* — orificiu de aerisire; *4* — sistemul de etanșare al capului mobil; *5* — flanșa de prindere a capacului pe manta; *6* — șicane transversale, inclusiv pentru susținerea fasciculului tubular; *7* — manta; *8* — bare de legătură și distanțare; *9* — racord în manta; *10* — placă deflectoare; *11* — placă tubulară fixă; *12* — racordul camerei colectoare; *13* — cameră colectoare; *14* — inel de ridicare; *15* — perete despărțitor; *16* — capacul camerei colectoare; *17* — flanșa de prindere a camerei colectoare de manta; *18* — suporturi; *19* — țevile de transfer de căldură; *20* — racord pentru instrumente de măsură; *21* — flanșa capului mobil; *22* — racord de golire *23* — placa tubulară mobilă; *24* — garnitură de etanșare.

Scanned with OKEN Scanner

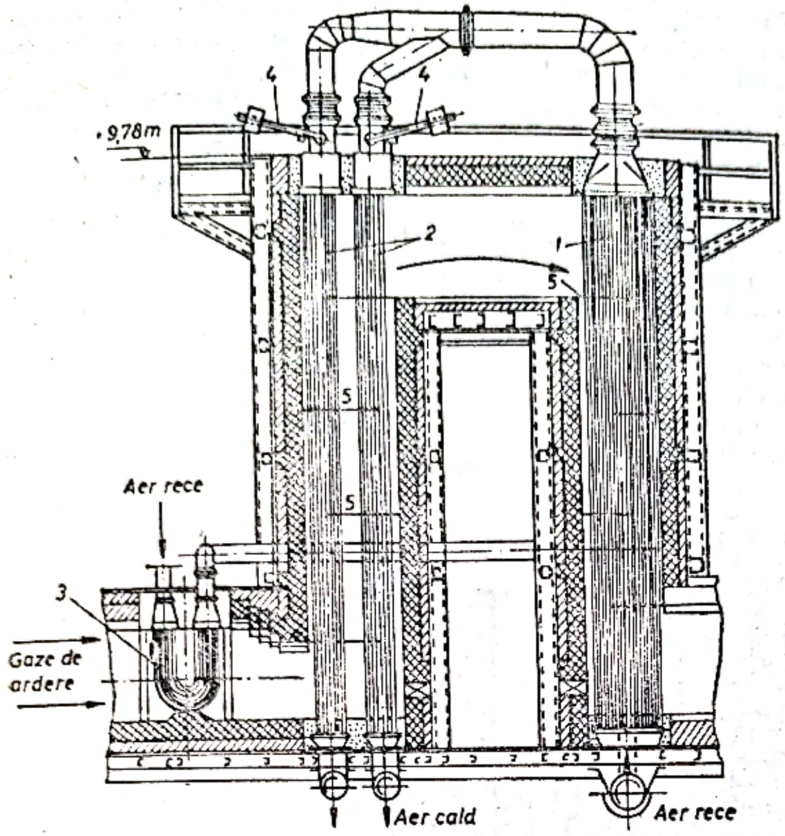


Fig. S.20. Schimbător de căldură tubular pentru cuptoare mari:
1 — secțiunea întîia; *2* — secțiunea a doua; *3* — secțiunea de protecție la radiație termică; *4* — contragreutățile compensatorului de dilatare; *5* — pereți despărțitori.

În figura S.20 se arată un **s. de c.** tubular, cu compensator de dilatare cu contragreutăți, utilizat la cuptoarele mari pentru preîncălzirea aerului de combustie. Aerul rece circulă în contracurent cu gazele de ardere în fasciculele de țevi *1* și *2*. Pentru protejarea recuperatorului impotriva radiației termice a cuptorului s-a construit secțiunea 3. Acest tip de **s. de c.** se construiește pentru încălzirea a 7 000—16 000 m^3/h aer, la o temperatură de 500—700°C. Gazele de ardere se răcesc de la 1 000 la 340°C. Suprafața de încălzire este de 170—480 m^2. Pierderile de presiune sînt de 240—160 mm H_2O pe traseul aerului și de 12—30 mm H_2O pe traseul gazelor de ardere.

În figura S.21 este prezentat un **s. de c.** regenerator metalic rotativ cu turația de 2—5 rot/min, utilizat la cazane de abur pentru preîncălzirea aerului de combustie cu gaze de ardere. Aerul intră în regenerator prin racordul *3*, iar gazele de ardere, prin racordul *4*, traseul acestor fluide fiind separat prin peretele despărțitor *5* prevăzut cu dispozitiv de etanșare. Suprafața de schimb de căldură (denumită umplutură) este alcătuită din table de oțel ondulate, cu grosimea de 0,6—1,2 mm și este montată pe scheletul rotorului. Prin învîrtirea rotorului, în timp ce o parte a suprafeței de schimb de căldură primește căldură de la gazele de ardere și se încălzește, cealaltă parte se răcește, cedînd căldura înmagazinată aerului

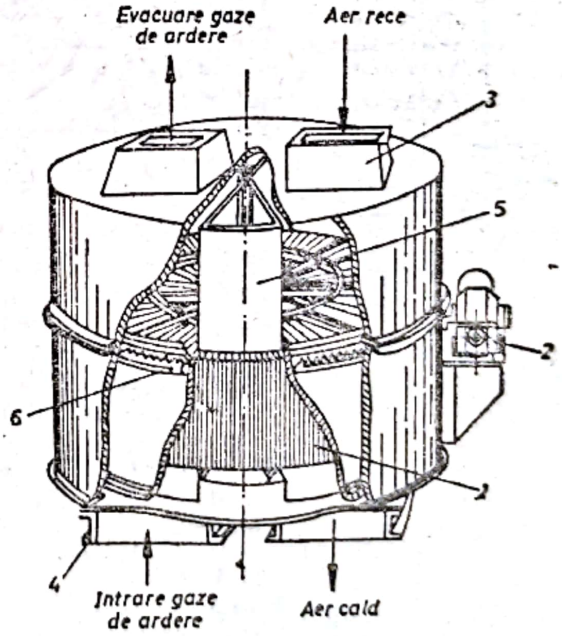


Fig. S.21. Regenerator metalic cu axul de rotație vertical (preîncălzitor rotativ Lüngström):
1 — rotor; *2* — motor electric de antrenare; *3* — racord de intrare a aerului rece; *4* — racordul de intrare a gazelor de ardere; *5* — perete despărțitor cu dispozitiv de etanșare *6* — suprafața de schimb de căldură (umplutura) alcătuită din table de oțel netede sau ondulate.

Scanned with OKEN Scanner

care se încălzește. Suprafața de încălzire atinge 450 m^2/m^3, iar vitezele fluidelor sînt de circa 10 m/s. Suprafața de schimb de căldură este supusă coroziunii, mai ales la atingerea punctului de rouă acidă, în cazul gazelor de ardere care rezultă din combustibili cu sulf. Utilizarea unui asemenea preîncălzitor regenerator în locul recuperatorului metalic construit din țevi netede din oțel, conduce la un cazan de abur de 540 t/h, la o economie de metal de 200 t.

S. de c. cu amestec (Fig. S.22), la care transferul de căldură între agenții termici are loc direct, fără intermediul unei suprafețe de separare a acestora, se pot clasifica din punct de vedere constructiv în: coloane sau camere fără umplutură (Fig. S.22 *a*), în care lichidul este pulverizat în amestecul gazos; aparate în cascadă (scrubere, Fig. S.22 *b*), care au în interior o serie de plăci orizontale sau înclinate ce forțează lichidul ca, în drumul lui, să treacă de pe o placă pe alta; coloane cu umplutură (Fig. S.22 *c*), în care contactul între cei doi agenți termici se realizează pe suprafața umpluturii (în formă de inele, sfere, corpuri elicoidale); aparate cu jet (Fig. S.22 *d*), în care încălzirea apei se realizează cu ajutorul aburului; aparate peliculare sau scrubere peliculare (Fig. S.22 *e*); aparate cu spumă (Fig. S.22 *f* și *g*), folosite, în special, pentru curățarea gazelor de impurități mecanice.

Factorii care influențează performanțele unui **s. de c.** sînt: sarcina termică a **s. de c.**,

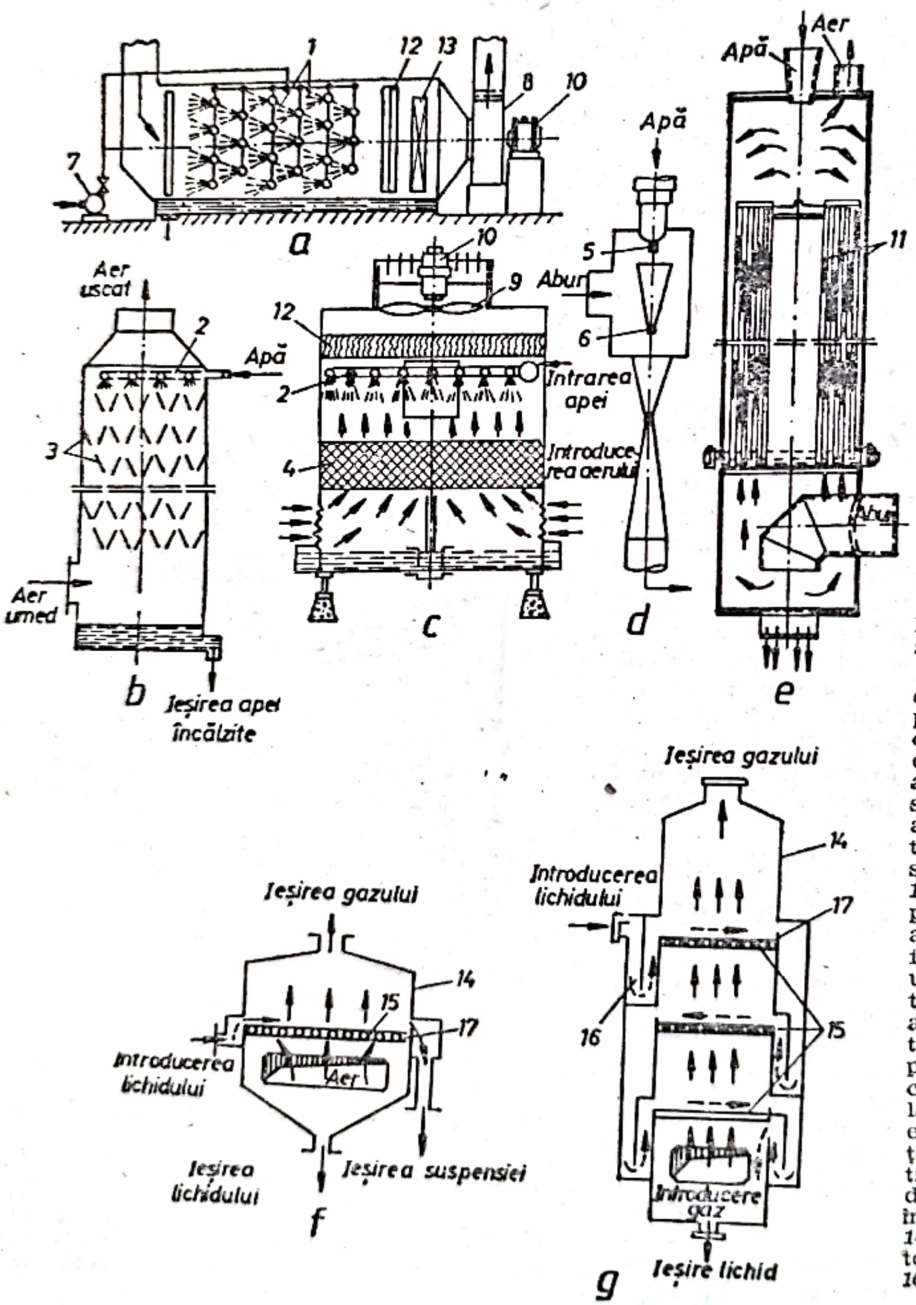


Fig. S.22. Tipuri de schimbătoare de căldură cu amestec: *a* — cameră fără umplutură; *b* — aparat în cascadă; *c* — coloană cu umplutură; *d* — aparat cu jet; *e* — scruber pelicular; *f* — aparat cu spumă într-o treaptă; *g* — aparat cu spumă în trei trepte; *1* — duză; *2* — țevi pentru distribuirea apei; *3* — plăcile care formează cascada; *4* — umplutură; *5, 6* — ajutajele primei și celei de a doua trepte ale amestecătorului cu jet; *7* — pompă; *8* — ventilator centrifugal; *9* — ventilator axial; *10* — motor electric; *11* — suprafețe cilindrice concentrice; *12* — separator de umiditate; *13* — încălzitor pentru aer; *14* — corpul schimbătorului; *15* — grătar; *16* — zăvor hidraulic; *17* — prag.

natura agenţilor termici, debitele, temperaturile, presiunile şi pierderile admisibile de presiune ale agenţilor termici, schema de curgere a fluidelor, soluţia constructivă, materialele folosite şi proprietăţile fizice ale fluidelor.

Alegerea şi dimensionarea **s. de c.** necesită efectuarea calculului termic, hidraulic, mecanic şi economic al aparatului.

Dezvoltarea proceselor şi instalaţiilor termice cu performanţe ridicate (energetica nucleară, tehnica spaţială, industria chimică şi petrolieră) a determinat perfecţionări şi realizări constructive deosebite în tehnica **s. de c.**, îndreptate în următoarele direcţii:

a) Intensificarea proceselor de transfer de căldură prin utilizarea celor mai diverse mijloace şi metode, între care: suprafeţele extinse de schimb de căldură, promotorii naturali sau artificiali de turbulenţă, aditivi etc.;

b) Realizarea de **s. de c.** compacte prin adoptarea unor soluţii constructive complet diferite de tipurile convenţionale, între care **s. de c.** cu plăci, spirale şi lamelare, în care se obţin coeficienţi ridicaţi de transfer de căldură, consumuri specifice de metal reduse, indici coboriţi pentru dimensiunile de gabarit şi caracteristici de exploatare ameliorate.

Calculul s. de c.

Proiectarea unui **s. de c.** cuprinde următoarele trei etape principale: calculul termic şi hidrodinamic, calculul mecanic, proiectul de execuţie. Calculul termic urmăreşte determinarea suprafeţei de schimb de căldură şi a modului de dispunere a acesteia în spaţiu, corespunzător unei sarcini termice date, pentru anumite debite şi temperaturi ale fluidelor de lucru. Calculul hidrodinamic corelează aceste elemente cu pierderile de presiune admise şi cu energia de pompare a agenţilor termici. Calculul mecanic alege soluţia constructivă, luînd în considerare regimul de lucru, temperaturile şi presiunile de funcţionare, procesele de coroziune ale fluidelor, compensarea dilatărilor termice relative şi eforturile termice asociate, precum şi legătura **s. de c.** cu alte echipamente. Proiectul de execuţie finalizează calculele precedente, respectiv elaborează documentaţia de fabricaţie a unui aparat, cu un preţ de cost cît mai scăzut (selecţionează materialele, efectează calculul de rezistenţă, indică tehnologia de execuţie, prevede soluţiile de etanşare, montaj, susţinere, izolare termică).

Calculul termic al **s. de c.** *de suprafaţă* se bazează pe două ecuaţii principale:

— ecuaţia de bilanţ termic:

$$Q_1=Q_2+Q_p=Q_2/\eta\ ;$$

— ecuaţia de transfer de căldură:

$$Q=k_s S\Delta t_{med}=k_l L\Delta t_{med},$$

în care:

$$Q_1=G_1c_{p1}(t'_1-t''_1)=G_1(t'_1-i''_1)=W_1(t'_1-t''_1)=$$
$$=W_1\delta t_1;$$
$$Q_2=G_2c_{p2}(t''_2-t'_2)=G_2(i''_2-i'_2)=W_2(t''_2-t'_2)=$$
$$=W_2\delta t_2;$$

$$W_1=G_1c_{p1};\ W_2=G_2c_{p2};\ \delta t_1=t'_1-t''_1;\ \delta t_2=t''_2-t'_2,$$

cu următoarele notaţii: Q_1, Q_2 — fluxul de căldură cedat de agentul cald, respectiv, primit de agentul rece [W]; Q_p — pierderile de căldură ale **s. de c.** în mediul ambiant [W]: η_r — pierderile de căldură ale aparatului în mediul ambiant (randamentul izolaţiei); Q — sarcina termică a **s. de c.** [W]; de regulă ($\eta_r=1$) $Q=Q_2$; S — suprafaţa de schimb de căldură [m²]; L — lungimea totală a ţevilor **s. de c.** (la aparatele tubulare) [m]; k_s, k_l — coeficientul global de schimb de căldură al aparatului cu depuneri pe suprafaţa de transfer de căldură raportat la suprafaţa de încălzire [W/m·k], respectiv la lungimea ţevilor la aparatele tubulare [W/m·k], ambii admişi constanţi în lungul aparatului; Δt_{med} — diferenţa medie de temperatură a agenţilor termici [°C]; $\Delta t_{med}=t_1-t_2$; t_1, t_2 — temperatura medie în aparat a agentului cald, respectiv rece [°C]; G_1, G_2 — debitul masic de agent cald, respectiv rece [kg/s]; c_{p1}, c_{p2} — căldura specifică la presiune constantă a agentului cald, respectiv rece [J/kg·k]; W_1, W_2 — capacitatea termică a agentului cald, respectiv rece [W/°C]; t'_2, t''_2 — temperatura agentului cald la intrarea, respectiv la ieşirea din aparat [°C]; t_2, t_2 — temperatura agentului rece la intrarea, respectiv la ieşirea din aparat [°C]; δt_1, δt_2 — variaţia de temperatură a agentului cald, respectiv rece [°C]; i'_1, i''_1 — entalpia specifică a agentului cald la intrarea, respectiv la ieşirea din aparat [J/kg]; i'_2, i''_2 — entalpia specifică a agentului rece la intrarea, respectiv la ieşirea din aparat [J/kg].

Coeficientul global de schimb de căldură k_s se determină la **s. de c.** cu suprafaţă de încălzire plană cu relaţia

$$\frac{1}{k_s}=\frac{1}{\alpha_1}+\frac{\delta}{\lambda_p}+\frac{1}{\alpha_2}+R_{sd1}+R_{sd2}=$$
$$=\frac{1}{k_{s0}}+R_{sd}=R_s,$$

iar la **s. de c.** tubulare, la care suprafaţa de transfer de căldură S se exprimă ca suprafaţă exterioară a ţevilor, cu relaţia

$$\frac{1}{k_l}=\frac{d_e}{\pi\cdot d_i\alpha_i}+\frac{d_e}{\pi 2\lambda_p}\ln\frac{d}{d_i}+\frac{1}{\pi\cdot d_e\cdot\alpha_e}+$$
$$+\frac{R_{sdi}}{\pi d_e}+R_{sde}=\frac{1}{k_{l0}}+R_{sd}=R_s,$$

578.423

BIBLIOTECA JUDEŢEANĂ „GH. ASACHI" IAŞI

Scanned with OKEN Scanner

unde k_{s0} este coeficientul global de schimb de căldură al aparatului curat (fără depuneri), raportat la suprafața de încălzire [W/m²·k]; α_1, α_2, α_i, α_e — coeficientul de convecție, respectiv pentru agentul cald sau rece, la interiorul sau la exteriorul țevilor [W/m²·k]; λ_p — conductivitatea termică a materialului peretelui despărțitor dintre cele două fluide [W/m·k]; δ — grosimea peretelui despărțitor [m]; d_i, d_e — diametrul interior, respectiv exterior al țevilor [m]; R_{sd1}, R_{sd2}, R_{sdi}, R_{sde} — rezistența termică a depunerilor, respectiv pentru agentul cald sau rece, la interiorul sau la exteriorul țevilor [m²·k/W]; R_{sd} — rezistența termică totală a depunerilor [m²·k/W]; R_s — rezistența termică totală a **s. de c.** cu depuneri, raportată la suprafața de încălzire, [m²·k/W]. Domeniul de variație a lui k_s este arătat în tabelul S.4; pentru R_{sd} (v. D e p u n e r e).

Tabelul S.4

Domeniul practic de variație a coeficientului global de schimb de căldură k_S

Fluidul cald	Fluidul rece	k_s [W/m²·K]
1	2	3
Aparate fără schimbare de stare de agregare		
Apă	Apă	850—1 700
Solvenți organici	Apă	300—850
Gaze	Apă	15—300
Uleiuri ușoare	Apă	350—900
Uleiuri grele	Apă	55—300
Solvenți organici	Uleiuri ușoare	100—400
Apă	Soluție de sare	550—1 150
Solvenți organici	Soluție de sare	170—500
Gaze	Soluție de sare	15—300
Solvenți organici	Solvenți organici	100—350
Uleiuri grele	Uleiuri grele	45—300
Încălzitoare		
Abur	Apă	1 400—4 250
Abur	Uleiuri ușoare	300—850
Abur	Uleiuri grele	60—450
Abur	Solvenți organici	550—1 150
Abur	Gaze	30—300
Dowtherm	Gaze	25—230
Dowtherm	Uleiuri grele	45—350
Gaze de ardere	Hidrocarburi aromatice și abur	25—90

Tabelul S.4 (continuare)

1	2	3
Vaporizatoare		
Abur	Apă	2 000—4 250
Abur	Solvenți organici	550—1 150
Abur	Uleiuri ușoare	450—1 050
Abur	Uleiuri grele sub vid	150—425
Apă	Agenți frigorifici	425—850
Solvenți organici	Agenți frigorifici	170—600
Condensatoare		
Abur (sub presiune	Apă	2 000—4 250
Abur (sub vid)	Apă	1 700—3 400
Solvenți organici saturați, la presiune atmosferică	Apă	550—1 150
Solvenți organici saturați, sub vid, cu gaze necondensabile	Apă, soluție de sare	300—700
Solvenți organici, la presiune atmosferică, cu gaze necondensabile	Apă, soluție de sare	100—450
Hidrocarburi aromatice, la presiune atmosferică, cu gaze necondensabile	Apă	25—170
Solvenți organici, sub vid, cu gaze necondensabile	Apă, soluție de sare	60—300
Fluide cu punct de fierbere coborît, la presiune atmosferică	Apă	450—1 150
Hidrocarburi cu punct de fierbere ridicat, sub vid	Apă	55—170

Diagramele de temperatură a **s. de c.** reprezintă variația grafică a temperaturii agenților termici în lungul suprafeței de schimb de căldură în diagrame convenționale de tipul $t=f(S)$ sau $t=f(Q)$, unde t este temperatura fluidelor, S — suprafața de schimb de căldură, iar Q — sarcina termică. Caracterul acestor diagrame depinde de schema de curgere a aparatului și de raportul capacităților termice W_1/W_2 ale celor două fluide.

În figura S.23 *a—d* se prezintă diagramele de temperatură $t=f(S)$ pentru **s. de c.** cu curgere

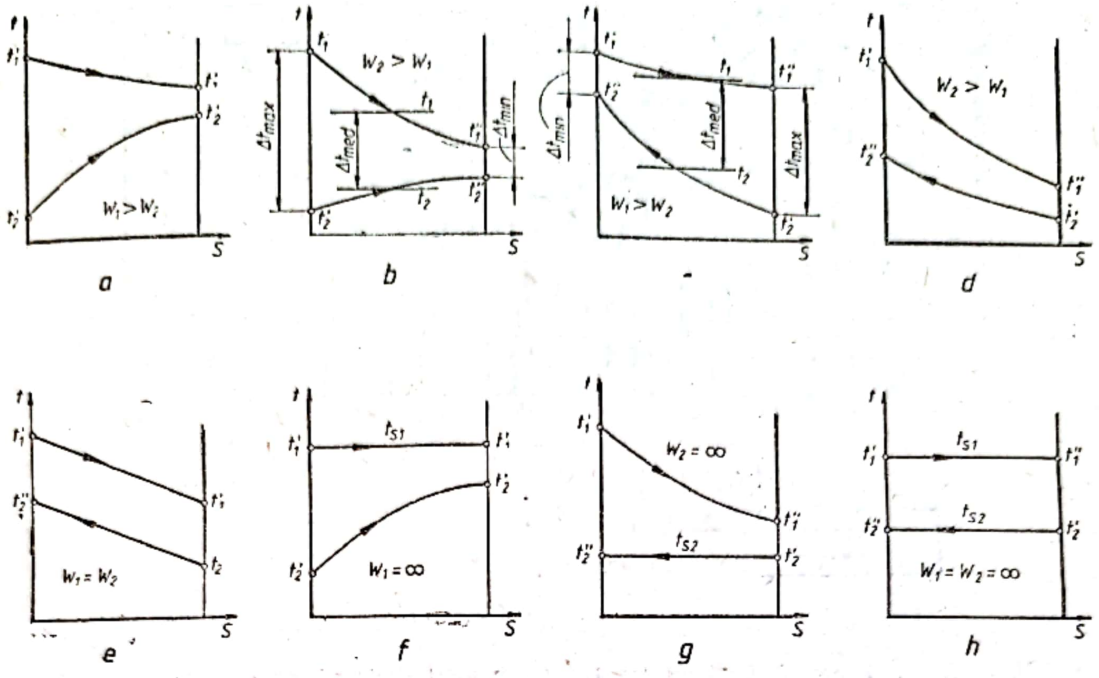


Fig. S.23. Diagramele tipice de temperatură ale schimbătoarelor de căldură monofazice cu curgere paralelă și bifazice cu orice schemă de curgere.

paralelă, în echicurent și în contracurent. La aparatele în echicurent, temperatura finală a agentului rece este întotdeauna mai mică decît temperatura finală a agentului cald ($t_2'' < t_1''$); aparatele în contracurent realizează o folosire mai bună a diferenței de temperatură, astfel încît $t_2'' \leqslant t_1''$, în funcție de raportul W_1/W_2. Cazul particular $W_1 = W_2$ este arătat în figura S.23 *e*, cînd fluidele au curbele de variație a temperaturii fluidului cald și rece paralele, adică $\delta t_1 = \delta t_2$, iar $\Delta t = \text{const}$. Diagrama din figura S.23 *f* corespunde **s. de c.** la care agentul cald condensează, iar diagrama din figura S.23 *g* **s. de c.** la care agentul rece vaporizează. În aceste două cazuri, temperaturile de saturație ale proceselor respective sînt constante în aparat, astfel încît în primul caz $c_{p1} = \infty$, $W_1 = \infty$, iar în al doilea caz $c_{p2} = \infty$, $W_2 = \infty$. Fig. S.23 *h* reprezintă diagrama de temperatură a unui **s. de c.** în care agentul cald condensează iar agentul rece vaporizează (transformator de abur); în acest caz, $c_{p1} = c_{p2} = \infty$, $W_1 = W_2 = \infty$, iar temperaturile celor două fluide, diferența de temperatură și fluxul termic sînt toate mărimi constante. Pentru **s. de c.** cu curgere neparalelă (curent încrucișat sau curent mixt), cu ambele fluide, reprezentarea grafică a variației temperaturilor este mai dificilă, din această cauză fiind mai puțin utilizată.

Diferența medie de temperatură, Δt_{med}, dintre agenții termici în **s. de c.** se determină în mod diferit pentru aparatele cu curgere paralelă (în echicurent și contracurent) și pentru aparatele cu alte scheme de curgere (în curent încrucișat și în curent mixt).

La **s. de c.** cu curgere în echicurent sau în contracurent Δt_m se calculează cu relația

$$\Delta t_{med} = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln(\Delta t_{max}/\Delta t_{min})} \text{ [°C]},$$

denumită diferență de temperatură medie logaritmică; Δt_{max} și Δt_{min} reprezintă diferența maximă și minimă de temperatură între agenții termici la intrarea sau la ieșirea din aparat (v. Fig. S.22 *b*, *c*).

La **s. de c.** cu o schemă de curgere în curent încrucișat (CÎ) sau în curent mixt (CM), Δt_{med} se determină cu relația

$$\Delta t_{med} = F \Delta t_{med.\ cc} \text{ [°C]},$$

în care F este un factor de corecție subunitar cu care se înmulțește diferența medie de temperatură a aparatului în contracurent, $\Delta t_{med.\ cc}$, considerată ca referință.

Factorul de corecție F se exprimă prin relația:

$$F = f(P, R, \text{schema de curgere}) \leqslant 1,$$

în care, cu notațiile din figura S.23:

$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'} = \frac{\delta t_2}{t_1' - t_2'} \leqslant 1, \quad R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} = \frac{\delta t_1}{\delta t_2} = \frac{W_2}{W_1} \leqslant 1.$$

Funcțiile pentru F au fost stabilite (analitic sau experimental) pentru diferite scheme de

Scanned with OKEN Scanner

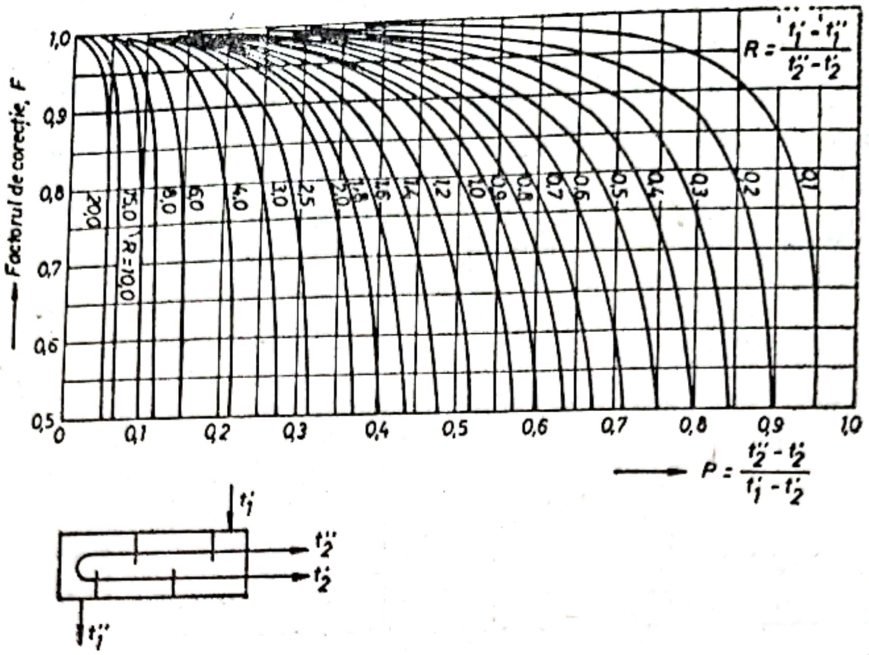


Fig. S. 24. Factorul de corecție F pentru schimbătorul de căldură *1—2* (o trecere prin manta a agentului cald, două sau multiple de doi treceri prin țevi ale agentului rece).

curgere și reprezentate și grafic. În figura S.24 se prezintă (pentru exemplificare) diagrama $F=f(P, R)$ pentru un **s. de c.** cu curgere mixtă.

În cazul **s. de c.** la care unul sau ambele fluide schimbă starea de agregare (aparate condensatoare sau vaporizatoare), independent de schema de curgere, factorul de corecție $F=1$, astfel încît pentru toate schemele de curgere diferența medie de temperatură Δt_{med} se calculează cu media logaritmică valabilă pentru aparatul în contracurent.

Calculul **s. de c.** prin metoda ε-NTC. Această metodă utilizează trei parametrii adimensionali: eficiența termică a **s. de c.** notată cu ε, numărul de unități de transfer de căldură NTC și raportul capacităților termice W_{min}/W_{max}, în care W_{min} și W_{max} reprezintă valoarea minimă și maximă dintre W_1 și W_2. Se admite $\eta_r=1$. Metoda *ε-NTC* a fost creată, în special pentru studiul **s. de c.** existente, care lucrează în alte condiții decît cele pentru care a fost calculat.

Eficiența termică a **s. de c.** ε se definește ca raportul dintre sarcina termică reală Q a aparatului dat și sarcina termică maximă posibilă Q_{max}, corespunzătoare aparatului în cazul cînd suprafața de schimb de căldură a lui ar fi infinită:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{W_1(t_1' - t_1'')}{W_{min}(t_1' - t_2')} = \frac{W_2(t_2'' - t_2')}{W_{min}(t_1' - t_2')}.$$

Ca urmare, sarcina termică reală a **s. de c.** este:

$$Q = \varepsilon Q_{max} = \varepsilon W_{min}(t_1' - t_2') = W_1(t_1' - t_1'') = W_2(t_2'' - t_2').$$

Numărul de unități de transfer de căldură NTC se definește prin relațiile

$$NTC = \frac{k_s S}{W} = \frac{|t' - t''|}{\Delta t_{med}},$$

în care $\delta t = |t' - t''|$ reprezintă variația de temperatură a fluidului în aparat, iar Δt_{med} — diferența medie de temperatură.

Pentru fiecare **s. de c.** se stabilesc relații de legătură de forma:

$$\varepsilon = f(NTC_{max},\ W_{min}/W_{max},\ \text{schema de curgere}),$$

care pot fi reprezentate grafic sau, pentru scheme de curgere mai simple, analitic. În figura S.25 se prezintă pentru exemplificare eficiența termică pentru un **s. de c.**

Calculul **s. de c.** prin metoda θ-P-R-NTC. Mărimea θ reprezintă raportul dintre diferența medie de temperatură din aparat și diferența temperaturilor de intrare ale agenților termici t_1' și t_2', adică:

$$\theta = \frac{\Delta t_{med}}{t_1' - t_2'}.$$

Cu ajutorul parametrilor θ și P, R, NTC, cu semnificațiile anterioare, se pot exprima grafic sau analitic, pentru orice schemă de curgere, relații de forma:

$$\theta = \frac{\Delta t_{med}}{t_1' - t_2'} = f\left(P,\ R,\ \frac{W_1}{k_s S},\ \text{schema de curgere}\right),$$

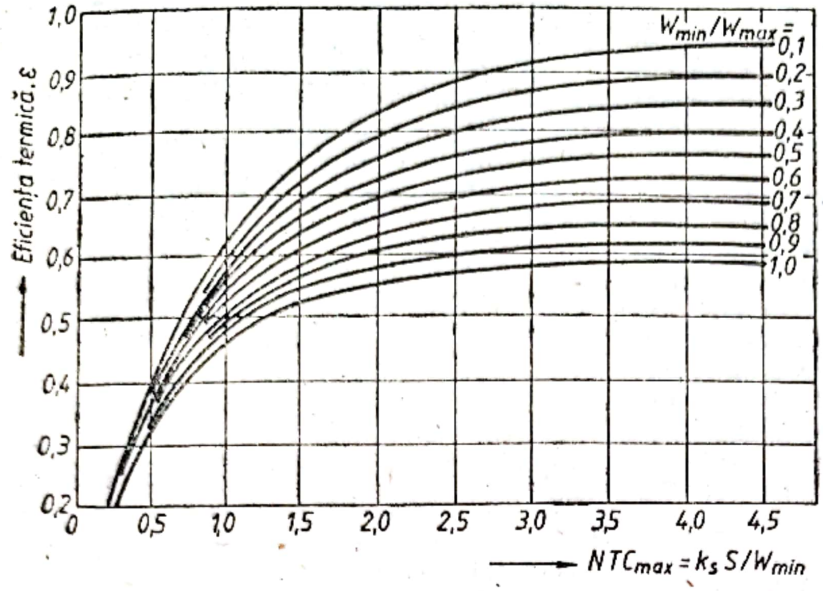


Fig. S.25. Eficiența termică ε a schimbătorului de căldură 1—2 (o trecere prin manta a agentului cald, două sau multiplu de doi treceri prin țevi ale agentului rece).

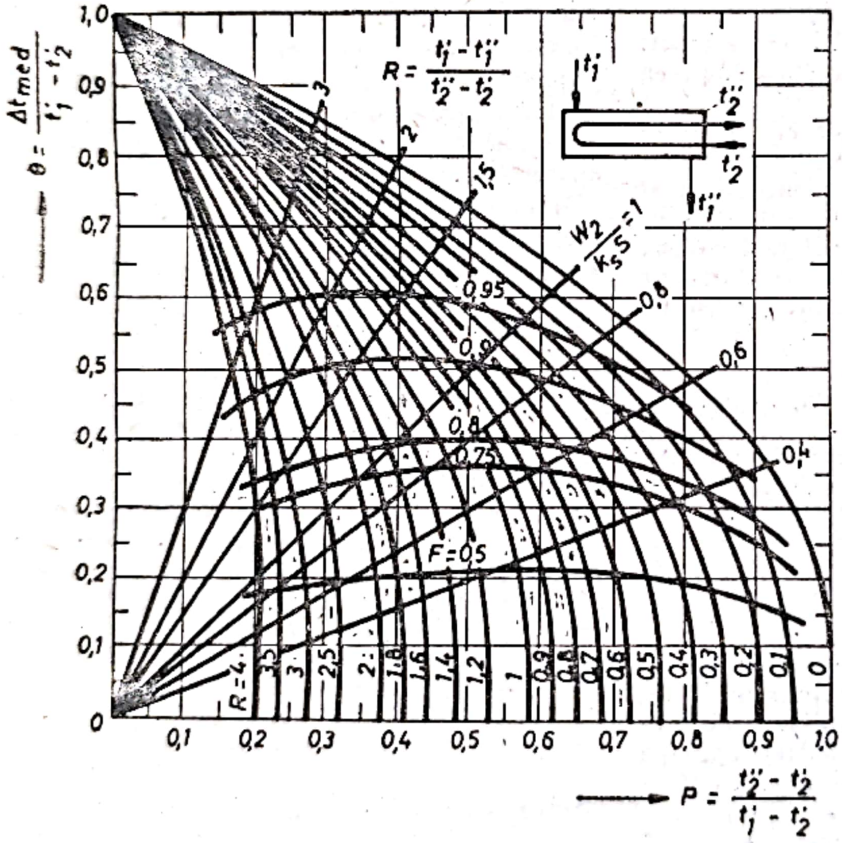


Fig. S.26. Diferența medie de temperatură pentru schimbătorul de căldură 1—2 (o trecere prin manta a agentului cald, două sau multiplu de doi treceri prin țevi ale agentului rece).

În figura S.26 se arată pentru exemplificare această funcție pentru un **s. de c.**

Calculul termic al **s. de c.** se execută în trei variante: calculul de proiectare (dimensionare), calculul de verificare și calculul în regim de funcționare aleatoriu. În calculul de proiectare (dimensionare) necunoscuta principală o constituie suprafața de schimb de căldură, iar necunoscuta secundară, o temperatură sau un debit. Calculul se efectuează la proiectarea **s. de c.**, el urmărind determinarea suprafeței de schimb de căldură. Calculul de dimensionare este urmat de calculul constructiv, hidraulic și mecanic al **s. de c.** În calculul de verificare suprafața de schimb de căldură a aparatului este dată, mărimile necunoscute fiind cele două debite sau două temperaturi ale agenților termici. Calculul de verificare se execută cu ocazia alegerii unui **s. de c.** disponibil sau existent în producția tipizată în vederea utilizării lui în alte condiții de funcționare decît cele pentru care a fost proiectat. În calculul în regim de

funcționare aleatoriu, suprafața de schimb de căldură este dată, mărimile necunoscute fiind unul din cele două debite și una din cele patru temperaturi ale agenților termici. Acest tip de calcul urmărește să stabilească concordanța între regimurile de funcționare de proiect și cele de exploatare.

Efectele depunerilor în **s. de c.**

Depunerile (piatră, fumigine, praf etc.) reprezintă depozite formate pe suprafața de schimb de căldură care introduc rezistențe termice suplimentare la transferul căldurii (v. Depunere). Depunerile în **s. de c.** de suprafață exercită o influență negativă asupra performanțelor termice ale acestor echipamente prin reducerea coeficientului global de schimb de căldură (la aparatul cu depuneri k_s, față de aparatul curat, fără depuneri k_{s0}), conform relației:

$$\frac{1}{k_s}=\frac{1}{k_{s0}}+R_{sd}[\mathrm{m^2\cdot K/W}],$$

unde R_{sd} este rezistența termică a depunerilor. Mărimea R_{sd} nu este constantă în timp, ea crescînd în timp.

Calculul hidrodinamic al **s. de c.** urmărește determinarea pierderilor de presiune, în consecință a energiei de pompare atît pentru agentul cald, cît și pentru cel rece. Pierderile de presiune în **s. de c.** trebuie să fie cît mai reduse. Limitarea pierderilor de presiune este impusă de considerente economice (costul puterii de pompare).

Indicii de calitate ai s. de c.

Un **s. de c.** poate fi apreciat după următoarele caracteristici:

Randamentul izolației, η_r, reprezintă raportul dintre căldura preluată de agentul rece Q_2 și aceea cedată de agentul cald:

$$\eta_r=\frac{Q_2}{Q_1}=1-\frac{Q_p}{Q_1},$$

în care Q_p este fluxul de căldură pierdut în mediul ambiant prin pereții aparatului. Cu ajutorul coeficientului η_r se evaluează eficiența izolației termice a **s. de c.** La aparatele aproape etanșe termic, η_r are valori de ordinul 0,98…0,995, limita superioară fiind unitatea.

Pierderea specifică de presiune, Δp_{sp}, se definește ca raportul dintre pierderea de presiune a fluidului cald sau rece și numărul de unități de transfer de căldură NTC pentru fluidul respectiv, adică:

$$\Delta p_{sp}=\frac{\Delta p}{NTC}=\frac{\Delta p}{k_s\cdot S/W}\ [\mathrm{bar}]$$

Mărimea Δp_{sp} exprimă legătura dintre pierderea de presiune Δp la curgerea unui agent termic prin aparat și posibilitățile de transfer de căldură ale aparatului *NTC* raportate la fluidul respectiv. Pierderea specifică de presiune Δp_{sp} are valori optime pentru fiecare tip de fluid; astfel, pentru **s. de c.** apă-apă, valorile recomandate sînt $\Delta p_{sp}=0{,}15\cdots0{,}5$ bar.

Randamentul exergetic, η_{ex}, reprezintă raportul dintre variația fluxului de exergie al fluidului rece ΔE_2 și variația fluxului de exergie al fluidului cald ΔE_1, adică:

$$\eta_{ex}=\frac{\Delta E_2}{\Delta E_1}=\frac{E_2''-E_2'}{E_1'-E_1''}=\frac{G_2(e_2''-e_2')}{G_1(e_1'-e_1'')}=$$

$$=1-\frac{\Delta E_p}{\Delta E_1},$$

unde E_1', E_1'' sînt fluxul de exergie al agentului cald la intrarea, respectiv la ieșirea din aparat [W]; E_2', E_2'' — fluxul de exergie al agentului rece la intrarea, respectiv la ieșirea din aparat [W]; G_1, G_2 — debitul de agent cald, respectiv rece [kg/s]; e_1', e_1'' — exergia specifică a fluidului cald la intrarea, respectiv la ieșirea din aparat [J/kg]; e_2', e_2'' — exergia specifică a fluidului rece la intrarea, respectiv la ieșirea din aparat [J/kg]; ΔE_p — fluxul de exergie pierdut de aparat [W].

Corespunzător celor trei categorii de pierderi dintr-un **s. de c.** menționate anterior, fluxul de exergie pierdut de un aparat se determină cu relația

$$\Delta E_p=\Delta E_{sch}+\Delta E_{\Delta p}+\Delta E_{med}\ \ [\mathrm{W}],$$

în care: ΔE_{sch} este pierderea de exergie datorită ireversibilității schimbului de căldură la diferență finită de temperatură [W]; $\Delta E_{\Delta p}$ — pierderea de exergie corespunzătoare pierderii de presiune a agentului cald și rece în aparat [W]; ΔE_{med} — pierderea de exergie produsă de pierderea de căldură a aparatului în mediul ambiant [W]. Termenii ultimei relații se pot stabili cu următoarele formule de calcul:

$$\Delta E_{sch}=\frac{T_0\Delta T}{T_1T_2}Q\ [\mathrm{W}];$$

$$\Delta E_{\Delta p}=\Delta E_{\Delta p,1}+\Delta E_{\Delta p,2}=\frac{T_0}{T_1}N_1+\frac{T_0}{T_2}N_2$$

[W];

$$\Delta E_{med}=Q_p\left(1-\frac{T_0}{T_1}\right)\ [\mathrm{W}],$$

în care T_0 este temperatura de referință a mediului ambiant [K]; T_1, T_2 — temperaturile medii ale agentului cald și, respectiv rece [K]; Q — sarcina termică a aparatului [W]; N_1, N_2 — puterea de pompare prin aparat a agentului cald, respectiv rece [W]; Q_p — fluxul de

Scanned with OKEN Scanner

căldură pierdut în mediul ambiant [W]. Randamentul exergetic este un indice care caracterizează în mod complet funcționarea unui **s. de c.**, ținînd seama de toate pierderile aparatului (transfer ireversibil de căldură la diferență finită de temperatură, pierderile de presiune ale fluidelor, pierderile de căldură în mediul ambiant).

SCHIMBĂTORI DE IONI. Substanțe care au proprietatea de a-și schimba ionii cu ionii din soluția cu care vin în contact și în care sînt insolubili. După proveniență, se împart în: **s. de i. naturali** și **s. de i. sintetici.**

S. de i. naturali sînt zeoliții, ca de exemplu silicații hidratați de aluminiu și metalele alcaline sau alcalino-pămîntoase (nu însă și de magneziu) cu structuri macromoleculare afînate.

S. de i. sintetici organici sînt polimeri reticulați de policondensare sau copolimeri stirendivinilbenzen cu grupe active sulfonice, carboxilice, fenolice sau amoniu cuaternar. **S. de i.** sintetici minerali (permutiții) sînt silicați dubli de aluminiu și sodiu, hidratați.

S. de i. cu caracter acid sînt cation-activi (schimbă cationii pe care îi conțin cu unii cationi din soluțiile cu care vin în contact) și se numesc **cationiți,** iar cei **cu caracter bazic** sînt anion-activi (schimbă anionii) și se cunosc sub numele de **anioniți.** Exemple de cationiți: zeoliții, permutiții, Wofatit P, Wofatit KS, Wofatit C; exemple de anioniți: Wofatit M, Amberlit IR, Amberlit JR-4B, Amberlit JRA-400, Dowex-1. Sînt utilizați la purificarea apelor, a siropului de zahăr și la alte purificări din industria alimentară, a glicerinei, la extragerea alcaloizilor, la decolorări etc.

SCRUBER. Utilaj termic de tip schimbător de căldură prin amestec, cu schimbarea stării de agregare, destinat recuperării căldurii gazelor (de ardere).

Din punct de vedere constructiv, **s.** pot fi: fără umplutură sau cu umplutură.

La **s. fără umplutură** (Fig. S.27, S.28), la partea superioară este introdusă apă pulverizată, iar la partea inferioară se introduc gazele de ardere. Astfel, picăturile de apă vin în contact direct cu gazele de ardere, gazele cedează căldura apei, saturîndu-se cu vapori pînă la ieșire în partea superioară. În scopul creșterii gradului de recuperare a căldurii gazelor, la ieșirea din **s.** se amplasează în partea superioară o serpentină cu apă rece ce poate constitui prima treaptă de încălzire pe care se produce condensarea vaporilor de apă din gazele saturate. Deci, se recuperează, parțial și căldura de condensare a vaporilor din gazele de ardere. Elementele principale care determină eficiența transferului termic sînt: finețea picăturilor realizate prin pulverizare, timpul de contact între picături și gazele de ardere, acesta fiind

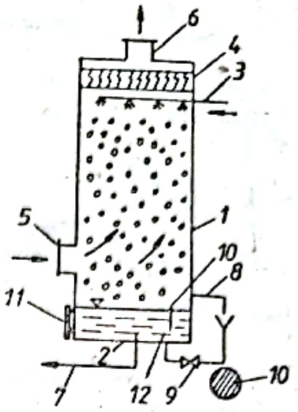


Fig. S.27. Scruber fără umplutură:
1 — corp; *2* — bazin colector; *3* — sistem de pulverizare; *4* — separator de picături; *5* — intrare gaze de ardere; *6* — ieșire gaze de ardere; *7* — ieșire apă caldă; *8* — prea-plin; *9* — golire; *10* — colector canalizare; *11* — gură de vizitare; *12* — dispozitiv pentru garda hidraulică.

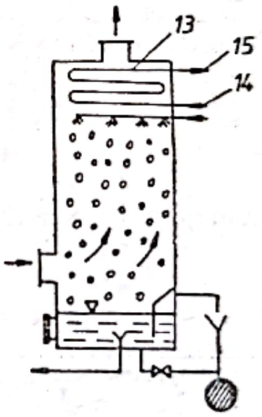


Fig. S.28. Scruber intensiv fără umplutură:
1—12 — idem fig. S.27; *13* — serpentine; *14* — intrarea apei; *15* — ieșirea apei.

dependent de lungimea corpului. **S. cu umplutură** (Fig. S.29) sînt prevăzute cu unul sau cu mai multe straturi de inele ceramice (ex.: inele Rasching) sau bile de sticlă, care au rolul de a mări suprafața de contact gaze-apă. Deoarece pe suprafața laterală a elementelor de umplutură se crează o peliculă subțire de lichid, contactul gaze-apă se realizează pe o suprafață extinsă (datorită umpluturii), viteza optimă de curgere a gazelor, raportată la suprafața liberă a secțiunii, fiind de 2—4 m/s. La

Scanned with OKEN Scanner

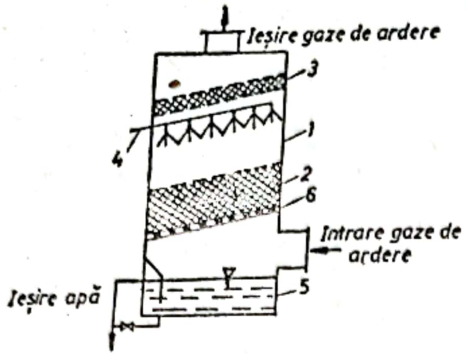


Fig. S.29. Scruber cu umplutură:
1 — corp; *2* — strat activ cu inele ceramice; *3* — strat separator de picături de apă; *4* — intrarea apei în registrul de pulverizare; *5* — bazin colector; *6* — grătar.

ieșirea din s., se amplasează fie un separator de picături format din șicane metalice, fie o serpentină cu apă rece pe care se realizează condensarea parțială a vaporilor din gaze.

SECȚIUNE-TIMP. v. Faze de distribuție

SECȚIUNEA CRITICĂ A AJUTAJULUI (A_{cr}). Secțiunea minimă ($A_{cr}=A_{min}$) a ajutajului la care viteza de curgere a unui debit de fluid devine egală cu viteza locală a sunetului $\left(w_{cr}=a_{cr}=\sqrt{k\cdot R\cdot T_{cr}}=\sqrt{\frac{2k}{k+1}}RT_i,\ M_{cr}=1\right)$. S.c.a a. prin care trece un debit de fluid ($\dot{m}$) este:

$$A_{cr}=A_{min}=\frac{\dot{m}}{(2/k+1)^{k/k-1}\sqrt{(2k/k+1)p_i\rho_i}}$$

unde cu i s-au notat parametrii la intrarea în ajutaj, iar cu k-exponentul adiabatic.

Pentru curgerea fără frecare, izentrop-adiabatică, în s.c. a a. parametrii termogazodinamici au valorile:

$$p_{cr}=p_i\left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/(k-1)};\quad V_{cr}=V_i\left(\frac{k+1}{2}\right)^{1/(k-1)};$$

$$T_{cr}=T_i\frac{2}{k+1};\quad \rho_{cr}=\rho_i\left(\frac{k+1}{2}\right)^{1/(1-k)};$$

$$i_{cr}=2i_i/(k+1)$$

În cazul gazului perfect ($k=1{,}4$), parametri critici devin:

$$p_{cr}=0{,}527p_i;\ T_{cr}=0{,}833T_i;\ V_{cr}=1{,}577V_i;$$

$$i_{cr}=0{,}833i_i.$$

Secțiunea curentă a ajutajului (A) poate fi exprimată în funcție de s.c. a a. cu relația

$$\frac{A}{A_{cr}}=\frac{1}{M}\left(\frac{T_{cr}}{T}\right)^{(k+1)/[2(k-1)]}=$$

$$\frac{1}{M}\left[2\left(1+\frac{k-1}{2}M^2\right)\Big/(k+1)\right]^{(k+1)/[2(k-1)]},$$

iar pentru un gaz perfect cu $k=1{,}4$ (v. Fig. S.30),

$$\frac{A}{A_{cr}}=\frac{(1+0{,}2M^2)^3}{1{,}728M}.$$

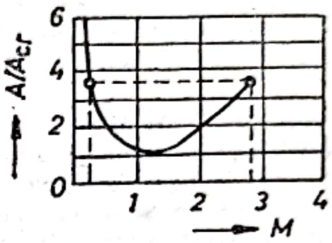


Fig. S.30. Variația raportului A/A_{cr} în funcție de M.

SEEBECK (Efectul). v. Cuplu termoelectric; Pilă termoelectrică

SEGMENT DE PISTON. Piesă de forma unui inel secționat radial (Fig. S.31), plasată în ca-

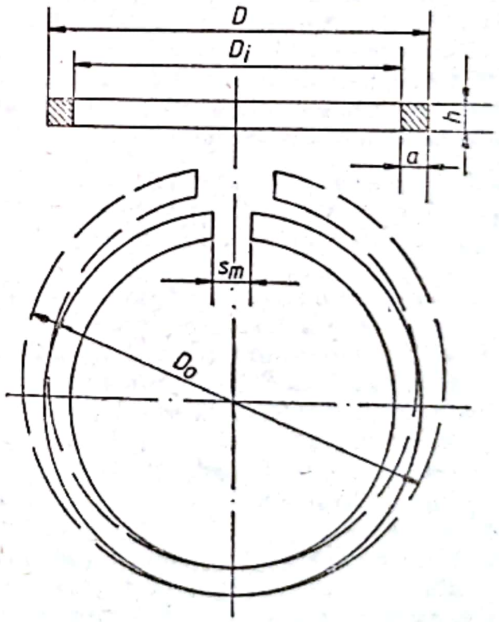


Fig. S.31. Forma și dimensiunile caracteristice ale segmentului de piston:
D — diametrul exterior al segmentului (alezajul cilindrului) D_i — diametrul interior; D_0 — diametrul exterior al segmentului în stare liberă; a — grosimea radială; h — înălțimea; s_m — rostul de montaj.

nalele practicate în regiunea portsegment și, uneori, în mantaua pistonului mașinilor termice, care are ca rol principal etanșarea cilindrului.

S. de p. care împiedică scăparea gazelor din cilindru spre carter se numește segment de compresie, iar cel care împiedică trecerea uleiului din carter spre camera de ardere se numește segment de ungere. Datorită și funcției sale de radere (raclare) a excesului de ulei de pe oglinda cilindrului, segmentul de ungere se mai numește și segment raclor.

Distanța dintre capetele segmentului se numește rost sau fantă (v. F a n t ă).

Segmenții de compresie se execută într-o mare varietate de tipuri constructive (Fig. S.32). Cea mai simplă fabricație se obține cînd segmentul are secțiune dreptunghiulară (Fig. S.32, *a*). Se utilizează la motoare cu puteri mici.

O ameliorare a condițiilor de ungere și de rodaj se realizează prelucrînd pe periferie striuri (Fig. S.32, *b*) sau șanțuri de reținere a uleiului (Fig. S.32, *c*).

Segmentul de ungere poate fi realizat principial după soluțiile constructive ale segmentului de compresie, dacă în piston se prelucrează deschideri pentru evacuarea uleiului. Se preferă segmenți conici (Fig. S.33). Evacuarea uleiului este eficientă cînd se prevăd canale suplimentare în piston sub segment (Fig. S.33, *a*, *b*) și cînd segmentul are o degajare sub muchia de raclare și orificiile radiale pe flancul inferior (Fig. S.33, *c*).

În vederea realizării flexibilității curente cerute de forma imperfectă a cilindrului s-au dezvoltat soluții constructive de segment cu expandor (element elastic care se montează în spatele segmentului în canalul din piston).

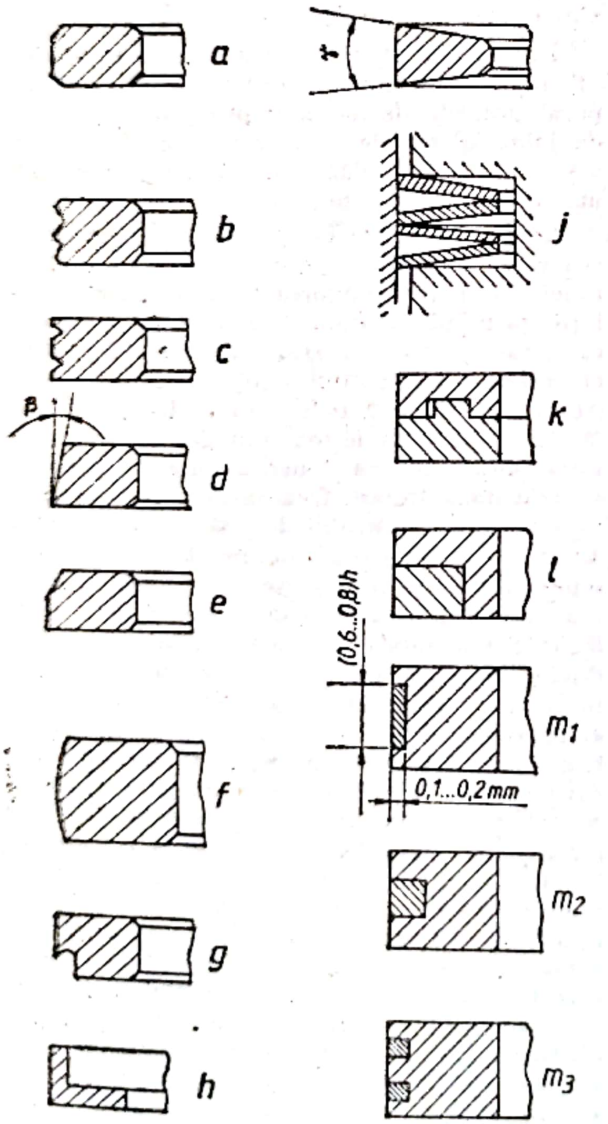


Fig. S.32. Soluții constructive pentru segmenții de compresie.

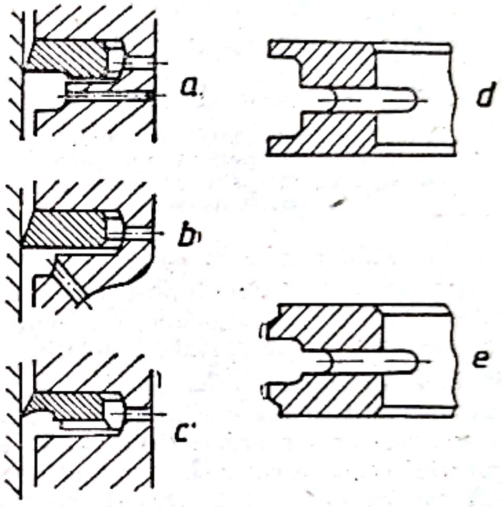


Fig. S.33. Soluții constructive pentru segmenții de ungere.

Sub acțiunea expandorului, presiunea dezvoltată de segment pe oglinda cilindrului nu se modifică esențial în procesul de uzare. De aceea, expandorul se utilizează în primul rînd pentru segmenții de ungere. Se folosesc frecvent segmenți de ungere la care expandorul este de formă poligonală (Fig. S.34, *a*), precum și soluții constructive care cuprind inele elastice din oțel 3 (Fig. S.34, *b*), de grosime redusă (0,6···0,8 mm), aplicate pe fețele flancurilor de un expandor axial *4*, iar pe oglinda cilindrului de un expandor radial *5*. La motoarele

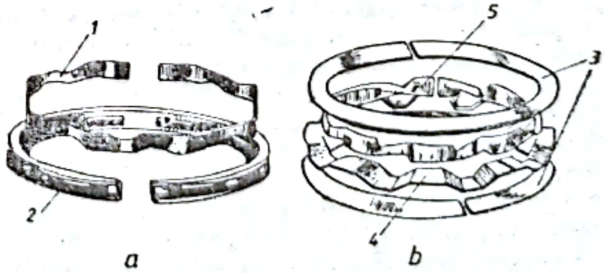


Fig. S.34. Segmenți de ungere cu expandor: *1* — expandor poligonal; *2* — segment; *3* — inele elastice; *4* — expandor axial; *5* — expandor radial.

cu aprindere prin scînteie de automobil, se utilizează segmenți constituiți din lamelele elastice *1* și *2* (Fig. S.35, *a*). La motoarele diesel, se folosesc segmenți cu arc spiroidal (Fig. S.35, *b*).

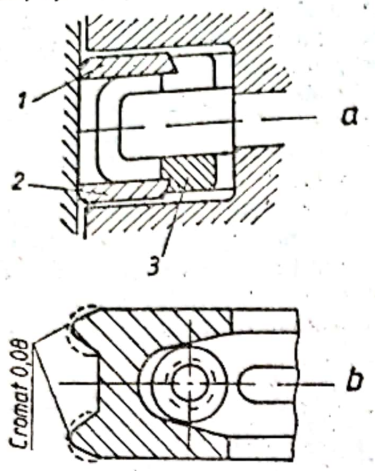


Fig. S.35. Segmenți de ungere cu expandor pentru motoare cu aprindere prin scînteie și motoare diesel.

Ca materiale pentru **s. de p.** se utilizează fontele și oțelul, care trebuie să posede duritate ridicată, rezistență la coroziune, rezistență mecanică ridicată la temperaturi relativ mari.

SENS DE ROTAȚIE. Sens în care se rotesc arborii sau rotoarele mașinilor termice. În cazul motoarelor cu ardere internă, **s. de r.** al arborelui cotit se consideră privind motorul dinspre partea sa frontală (opusă antrenării). Există **s. de r.** *dreapta* (sensul acelor de ceas) și **s. de r.** *stînga* (sens trigonometric). Majoritatea motoarelor cu ardere internă sînt concepute să aibă **s. de r.** dreapta. Există motoare cu un singur **s. de r.** (motoare ireversibile) și motoare care se pot roti în ambele sensuri. Acestea se numesc motoare reversibile și sînt utilizate aproape în exclusivitate în propulsia navală.

SENZOR (Sin.: **Captor**). Element sensibil al unui aparat de măsură care, primind semnalul mărimii măsurate prin interacțiune cu corpul cercetat, emite un semnal ce este trimis aparatului indicator.

SEPARATOR DE UMIDITATE (din abur). Dispozitiv destinat extragerii umidității (picăturilor de apă condensată) din abur, în scopul ușurării lui.

Apariția umidității în abur are loc la producerea aburului prin fierbere în vaporizatoare, distilatoare, cazane sau generatoare de abur din industria energetică (clasică sau nucleară), chimică, alimentară etc.; ca apare, de asemenea, în cadrul turbinelor cu abur saturat la destinderea aburului între corpul de înaltă presiune și corpurile de medie și joasă presiune ale turbinei. Separarea umidității de aer este necesară din cauza efectelor negative ale umidității. Astfel, la cazanele convenționale de abur, antrenarea de picături de apă din sistemul vaporizator în supraîncălzitorul de abur poate conduce la depuneri de săruri în supraîncălzitor și deteriorarea transferului de căldură în acesta. La generatoarele nucleare de abur saturat, umiditatea din abur reduce lucrul mecanic produs în turbină, poate dezechilibra static și dinamic turbina prin depuneri de săruri pe rotor, produce eroziune prin impactul picăturilor de apă cu paletele turbinei. La turbinele nucleare cu abur saturat, se practică separarea umidității între corpurile turbinei, uscarea și, de regulă, supraîncălzirea aburului pentru a menține umiditatea din abur la valori nepericuloase, sub 12—15%.

Principiul de separare a umidității din abur este cel mecanic, reprezentat de devierea curentului de abur umed, astfel încît la schimbarea direcției de curgere a aburului, picăturile de apă datorită inerției își mențin direcția și sînt colectate și îndepărtate.

Principalele dispozitive ale **s. de u.** așezate în curentul de abur umed sînt: cicloanele separatoare, plăcile metalice profilate sub formă de jaluzele (canale în zigzag), plasele de sîrmă, ecranele din plăci metalice perforate, cele mai utilizate fiind primele două.

La generatoarele nucleare de abur saturat, separarea umidității din abur reprezintă o funcțiune foarte importantă a acestor instalații, prin intermediul sistemului de separare, umiditatea aburului scăzînd de la 80—90% cît este la ieșirea din oglinda de vaporizare (suprafața liberă a lichidului în fierbere) pînă la 0,2—0,25% la ieșirea din generator. Separarea umidității în generatoarele de abur se face în două trepte: treaptă de separare brută (reducerea conținutului de apă de la 80—90% la 4—18%), realizată, de regulă, cu cicloane separatoare; treaptă de separare fină (reducerea conținutului de apă de la 4—18% la 0,2—0,25%), realizată cu **s. de u.** cu jaluzele, plase din sîrmă sau plăci metalice perforate. În figura S.36 se exemplifică modul de așezare a **s. de u.** la un generator de abur pentru o centrală nucleară electrică. **S. de u.** fin este așezat deasupra **s. de u.** centrifugal (de tip ciclon). **S. de u.** fin este alcătuit din plăci profilate în formă de jaluzele, avînd canale pentru colectarea umidității și țevi de scurgere a apei către volumul de apă al generatorului. **S. de u.** ciclon din figura S.36 este alcătuit din două zone de paletaj centrifugal direcționate invers una față de cealaltă, cu diametre de ordinul 250—400 mm; înălțimea celor două trepte centrifugale este de 900—1 000 mm. În general, datorită vitezelor de curgere mai reduse ale amestecului apă-abur în procesele de separare a umidității și secțiunilor transversale corespunzătoare de curgere mari, **s. de u.** au gaba-

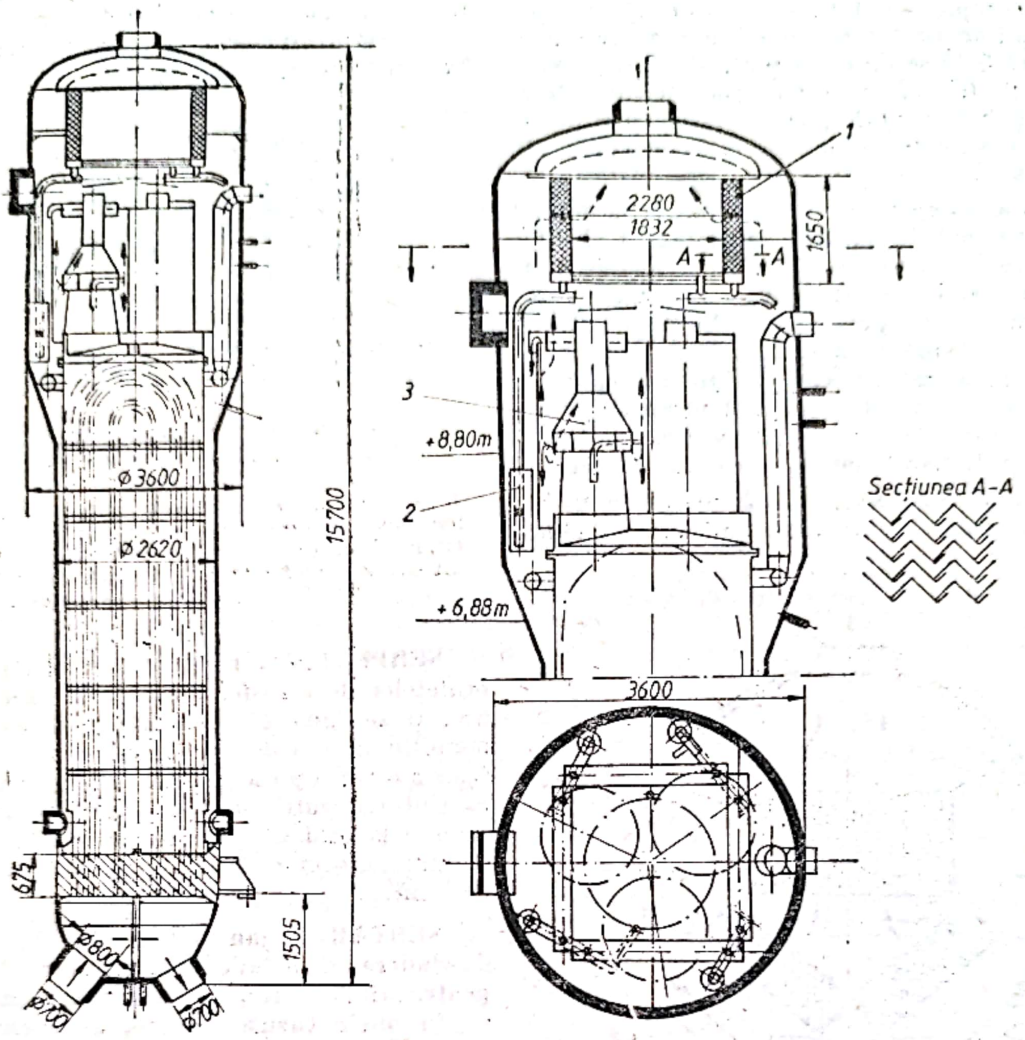


Fig. S.36. Sistemul de separare a umidității la generatorul de abur cu circulație naturală al unei centrale nucleare electrice:

1 — separator de umiditate cu jaluzele; *2* — sistemul de drenare a apei; *3* — separator de umiditate ciclon; cotele în mm.

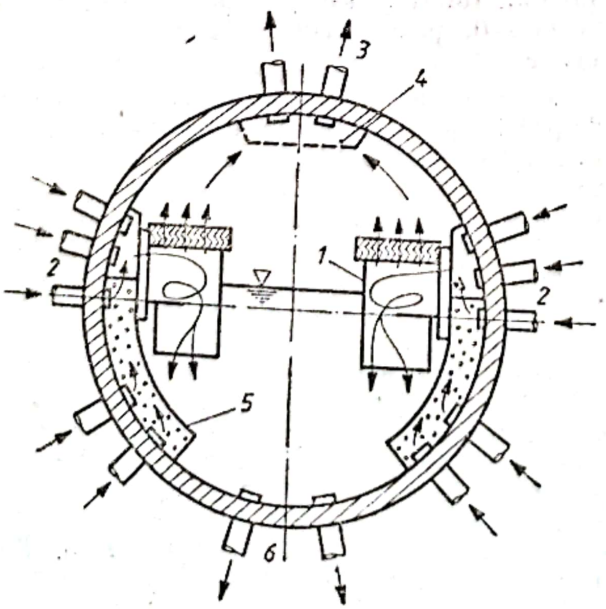


Fig. S.37. Separarea umidității la un generator de abur cu circulație naturală, cu tambur separator orizontal:

1 — separator de umiditate în două trepte; *2* — țevi de ridicare din sistemul fierbător cu amestec apă-abur; *3* — abur saturat uscat; *4* — ecran plafonier perforat; *5* — mantaua de dirijare a aburului umed la separator; *6* — țevi de cădere în sistemul fierbător.

Scanned with OKEN Scanner

rite mari, mărind dimensiunile tamburului superior separator față de tamburul inferior care conține suprafața de schimb de căldură. În figura S.37 se prezintă soluția de separare a umidității din abur la un generator de abur cu tambur orizontal, prin prevederea a două trepte de separare, și anume **s. de u.** ciclon și cu jaluzele.

În **s. de u.** cu plăci metalice în formă de jaluzele procesul de separare are loc prin simplă schimbare de direcție. Viteza recomandată a aburului umed prin **s. de u.** cu jaluzele este dependentă de presiunea aburului umed (0,6 m/s la 30 bar pînă la 0,1 m/s la 180 bar). O viteză prea scăzută scade efectul de separare (picăturile de umiditate putînd urmări schimbările de direcție), iar o viteză prea ridicată duce la antrenarea lor în curentul de abur.

În figura S.38 se prezintă un **s. de u.** și supraîncălzitor la o turbină nucleară cu abur

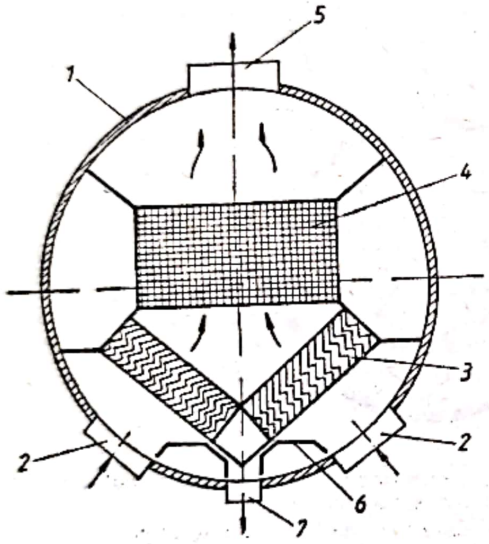


Fig. S.38. Separator de umiditate și supraîncălzitor extern la o turbină nucleară cu abur saturat:

1 — mantaua aparatului; *2* — racord de intrare a aburului umed; *3* — separator de umiditate cu jaluzele; *4* — supraîncălzitor de abur; *5* — racord de ieșire al aburului supraîncălzit; *6* — placă deflectoare și de drenaj; *7* — racord de evacuare a condensatului.

saturat, montat pe conducta de legătură dintre corpul de înaltă presiune și corpul de joasă presiune. Aparatul extrage mecanic cu ajutorul unui **s. de u.** cu jaluzele umiditatea din aburul evacuat din corpul de înaltă presiune, după care supraîncălzește aburul saturat uscat, practic, la temperatura aburului viu, trecîndu-l printr-un schimbător de căldură tubular. Operația de uscare și de supraîncălzire reduce eroziunea corpului de joasă presiune a turbinei și pierderile produse de umiditatea excesivă a aburului. O altă soluție de separare a umidității la turbinele cu abur saturat este arătată în figura S.39, această operație fiind efectuată în interiorul turbinei, în lungul treptelor de destindere a aburului.

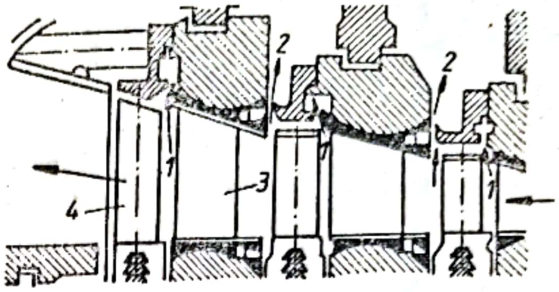


Fig. S.39. Separarea internă treptată a umidității la o turbină nucleară cu abur saturat:

1 — evacuarea umidității către camere colectoare de separare a vaporilor; *2* — evacuarea umidității cu vapori către preîncălzitoarele regenerative de apă de alimentare; *3* — ajutaje; *4* — palete.

SERPENTINĂ. Element constructiv al suprafețelor de transfer de căldură, executat din țevi trase îndoite, racordate prin sudare sau mandrinare la colectoarele subansamblelor (v. Cazan; Supraîncălzitor de abur). **S.** sînt realizate din țevi trase din oțel, prin îndoire la cald sau la rece, în funcție de tipul oțelului, grosimea țevii, diametrul ei, raza de curbură.

SERTAR. Organ de mașină, care comandă deschiderea și închiderea unor orificii de trecere pentru fluide (aer, diferite gaze sau vapori și, în unele cazuri, lichide, de exemplu apă uzată). La mașinile termice **s.** are, uneori, și rol de reglare a puterii prin modificarea ciclului de funcționare (mașini cu abur, compresoare cu piston). Forma **s.** poate fi plană, cilindrică sau conică, iar mișcarea poate fi liniară, rotativă sau oscilantă. Comanda **s.** se face fie prin excentric, fie prin contramanivele.

La mașinile cu abur, **s.** se mișcă în funcție de poziția pistonului, deci în funcție de rotația manivelei arborelui motor, astfel încît să permită intrarea aburului în cilindri (admisia) și ieșirea lui (emisia) la timpul stabilit și cu duratele de timp necesare puterii temporare reglate a mașinii, de la mersul în gol (dacă este necesar) la puterea maximă (v. Mașină cu abur).

Folosirea distribuției prin **s.** prezintă avantajul de a fi simplă și robustă, asigură deschideri și închideri rapide, are rezistențe gazodinamice reduse, este ușor accesibilă și are frecări reduse. **S.** conține elementele necesare pentru mișcarea sa, pentru reglarea admisiei și a emisiei, pentru inversarea sensului de mers și pentru reglajul puterii.

Scanned with OKEN Scanner

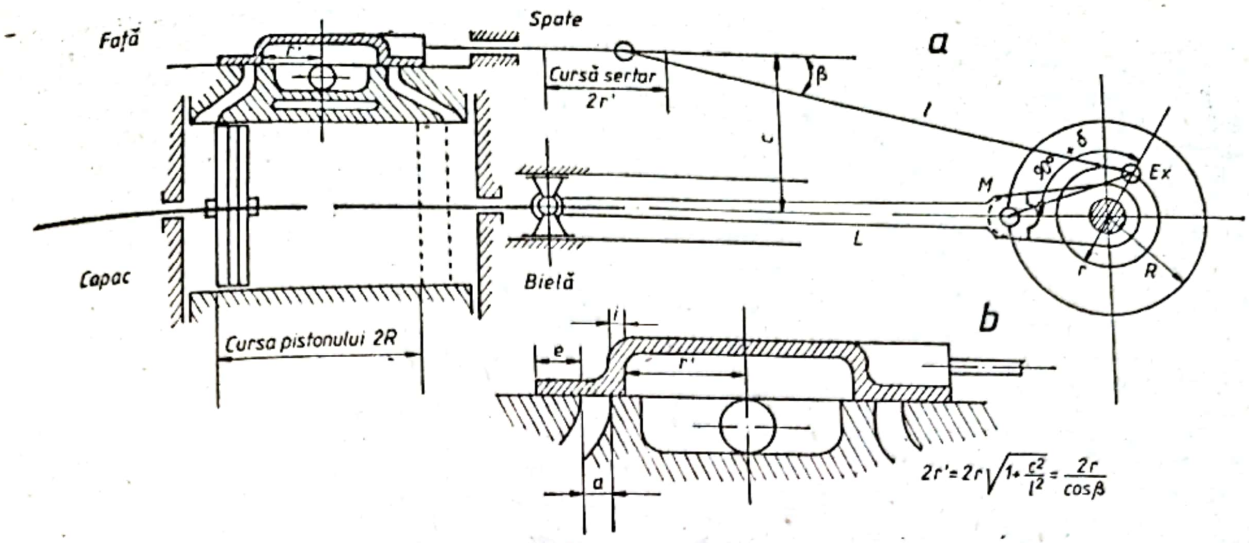


Fig. S.40. Sertar plan în formă de scoică:
a — mecanismul cinematic; *b* — detaliu constructiv; *L* — lungimea bielei motoare; *l* — lungimea bielei excentricului; *R* — raza manivelei; *r* — raza excentricului; *r'* — raza redusă la unghiul β și distanța *C*; *M* — brațul manivelei; E_x — brațul excentricului; *l* și *i* — acoperire în poziție medie; *a* — canal de abur; 90+δ — avansul sertarului.

Cel mai simplu s. este cel plan în formă de scoică (Fig. S.40) cu admisie și emisie simplă. În figura S.40 *a* este lățimea canalului de abur spre cilindru (lungimea lui este *b* și $a.b.=f_p$ suprafața orificiului de trecere de mai sus), *e* este acoperirea (suprapunerea) exterioară și *i*, cea interioară. Distanța dintre s. și cilindru este înălțimea canalului.

La s. simplu s-au adus în cursul anilor diferite îmbunătățiri. Dintre acestea, o variantă mai cunoscută este s. cu canal sau s. Trick (Fig. S.41) care asigură o dublă admisie, prin aducerea de abur suplimentar prin canalele s. din partea celuilalt cilindru.

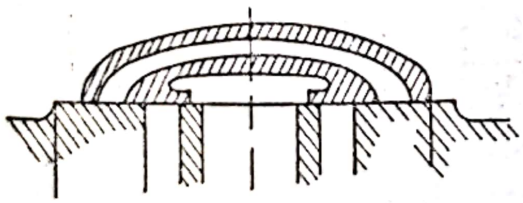


Fig. S.41. Sertar Trick (cu canal interior și dublă admisie).

Pentru mașini mari și presiuni înalte se folosesc s. cilindrice (Fig. S.42). Acestea au formă de piston și toată presiunea ce acționează asupra lor este echilibrată, ele alunecînd în locașuri cilindrice, iar etanșeitatea este asigurată de segmenți, pentru a suporta în cuzinetii cilindrici greutatea s. S. cilindrice se pot executa cu admisie exterioară, dar, în general, se construiesc cu admisie interioară. Acoperirile exterioare *e* sînt plasate în acest

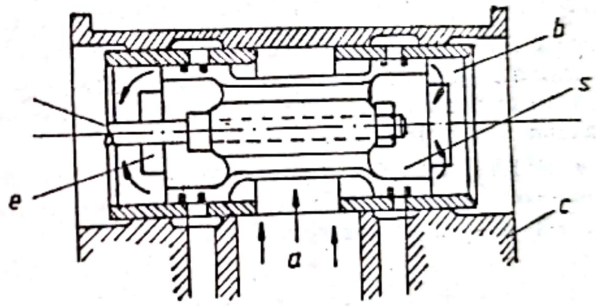


Fig. S.42. Sertar cilindric:
c — cilindru; *b* — bucșă; *e* — orificii de emisie; *a* — admisie; *s* — sertar cilindric cu segmenți; *t* — tija sertarului.

caz în partea inferioară, iar cele interioare *i*, la exterior, cutia s. fiind numai sub presiunea aburului de admisie. Din această cauză, manivela ce servește de excentric trebuie să aibă un avans de numai 90°– δ. Ca avantaje se semnalează presiunea și temperatura mai mică la care sînt expuse etanșările tijelor de s., reducerea pierderilor prin radiație și o mai bună distribuție a aburului, pe lîngă o serie de avantaje constructive pentru cursa s. și dimensionarea canalelor.

Și la s. cilindrice s-au aplicat modificări constructive avantajoase. Astfel, s. tip Trofimoff permite, la închiderea aburului de admisie, o circulație liberă de abur de la o parte a cilindrului cu dublu efect la cealaltă parte, reducînd astfel rezistențele la mersul mașinii în gol. S. Trofimoff este simplu și robust (Fig. S.43), fiind cel mai răspîndit tip.

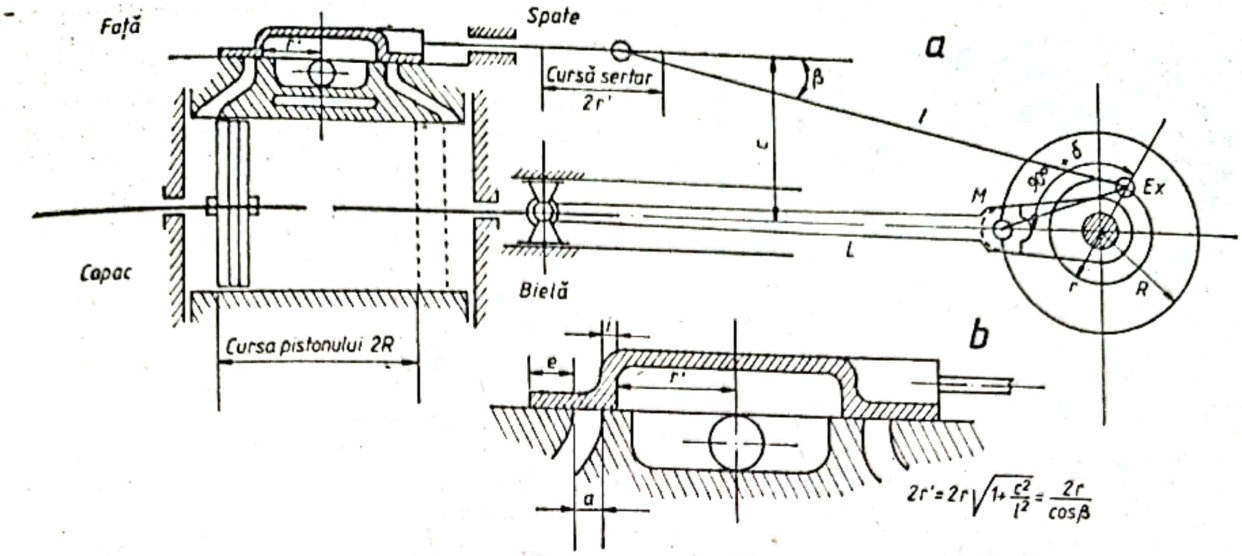


Fig. S.40. Sertar plan în formă de scoică:
a — mecanismul cinematic; *b* — detaliu constructiv; *L* — lungimea bielei motoare; *l* — lungimea bielei excentricului; *R* — raza manivelei; *r* — raza excentricului; *r'* — raza redusă la unghiul β și distanța *C*; *M* — brațul manivelei; E_x — brațul excentricului; *l* și *i* — acoperire în poziție medie; *a* — canal de abur; 90+δ — avansul sertarului.

Cel mai simplu s. este cel plan în formă de scoică (Fig. S.40) cu admisie și emisie simplă. În figura S.40 *a* este lățimea canalului de abur spre cilindru (lungimea lui este *b* și $a.b. = f_{sp}$ suprafața orificiului de trecere de mai sus), *e* este acoperirea (suprapunerea) exterioară și *i*, cea interioară. Distanța dintre s. și cilindru este înălțimea canalului.

La s. simplu s-au adus în cursul anilor diferite îmbunătățiri. Dintre acestea, o variantă mai cunoscută este s. cu canal sau s. Trick (Fig. S.41) care asigură o dublă admisie, prin aducerea de abur suplimentar prin canalele s. din partea celuilalt cilindru.

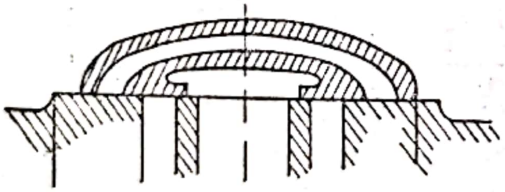


Fig. S.41. Sertar Trick (cu canal interior și dublă admisie).

Pentru mașini mari și presiuni înalte se folosesc s. cilindrice (Fig. S.42). Acestea au formă de piston și toată presiunea ce acționează asupra lor este echilibrată, ele alunecînd în locașuri cilindrice, iar etanșeitatea este asigurată de segmenți, pentru a suporta în cuzinetii cilindrici greutatea s. S. cilindrice se pot executa cu admisie exterioară, dar, în general, se construiesc cu admisie interioară. Acoperirile exterioare *e* sînt plasate în acest

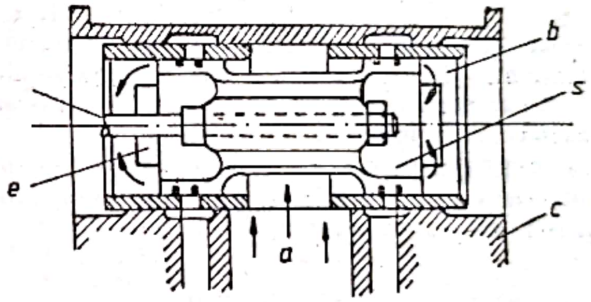


Fig. S.42. Sertar cilindric:
c — cilindru; *b* — bucșă; *e* — orificii de emisie; *a* — admisie; *s* — sertar cilindric cu segmenți; *t* — tija sertarului.

caz în partea inferioară, iar cele interioare *i*, la exterior, cutia s. fiind numai sub presiunea aburului de admisie. Din această cauză, manivela ce servește de excentric trebuie să aibă un avans de numai 90°− δ. Ca avantaje se semnalează presiunea și temperatura mai mică la care sînt expuse etanșările tijelor de s., reducerea pierderilor prin radiație și o mai bună distribuție a aburului, pe lîngă o serie de avantaje constructive pentru cursa s. și dimensionarea canalelor.

Și la s. cilindrice s-au aplicat modificări constructive avantajoase. Astfel, s. tip Trofimoff permite, la închiderea aburului de admisie, o circulație liberă de abur de la o parte a cilindrului cu dublu efect la cealaltă parte, reducînd astfel rezistențele la mersul mașinii în gol. S. Trofimoff este simplu și robust (Fig. S.43), fiind cel mai răspîndit tip.

Scanned with OKEN Scanner

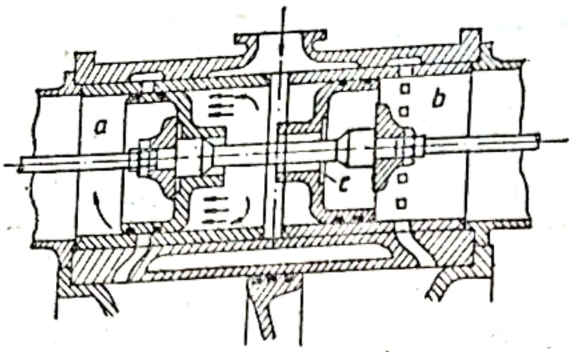


Fig. S.43. Sertar Trofimoff cu egalizare de presiune:
a — cu presiune de admisie (normal); *b* — fără presiune, reținut de segmenți; C — cameră de amortizare.

S. rotative și oscilante au o răspîndire mai restrînsă decît cele plane și clindrice. Ele pot fi de tip scoică, în care caz se montează cîte unul la fiecare cilindru, sau de tip lamelă, în care caz se montează cîte două s. rotative la fiecare cilindru, unul pentru admisie și unul pentru emisie. S. rotative se amplasează, de obicei, în locașuri prevăzute din turnare la cilindru cum se arată în figura S.44. S. de acest tip se aplică atît la mașini cu abur, cît mai ales la compresoare cu piston, unde în unele cazuri se folosesc la aspirație, refularea avînd loc prin clape arcuite.

SERVOMOTOR. Parte constitutivă a unui element de execuție, care reprezintă o componentă a unui servomecanism.

S. sînt: electrice (de curent continuu; de curent alternativ; cupluri electromagnetice); hidraulice și pneumatice. Dintre aceste tipuri de s., o răspîndire deosebită o au s. electrice (de curent continuu sau alternativ). S. *de curent continuu* prezintă o serie de avantaje importante față de s. *de curent alternativ*, și anume: putere dezvoltată mai mare, la același gabarit; necesitatea unui amplificator de comandă de putere mai redusă, ca urmare a inexistenței puterii reactive; posibilități mai mari de stabilizare a sistemului de reglare automată; randament energetic superior, în special la sistemele care impun viteze variabile. facilitate relativă a comenzii în funcționare la viteze variabile și cuplu constant; gamă mai largă de posibilități de corecție a sistemelor de reglare automată.

Dezavantajele mai importante ale s. de curent continuu în comparație cu cele de curent alternativ sînt următoarele: colectorul necesită întreținere permanentă, cu atît mai severă și mai complicată, cu cît puterea s. este mai-mică, fapt ce limitează mult utilizarea pe scară largă a s. de curent continuu de mică și foarte mică putere; inerție și frecări mari datorate existenței periilor și colectorului; surse de paraziți pentru instalații radio și electronice. datorate contactelor alunecătoare; dificultăți în realizarea stabilității sistemului de reglare deservit de s. de curent continuu comandate prin circuite de excitație datorită atît fenomenului de histerezis, cît și inductivității destul de importante a circuitului de intrare.

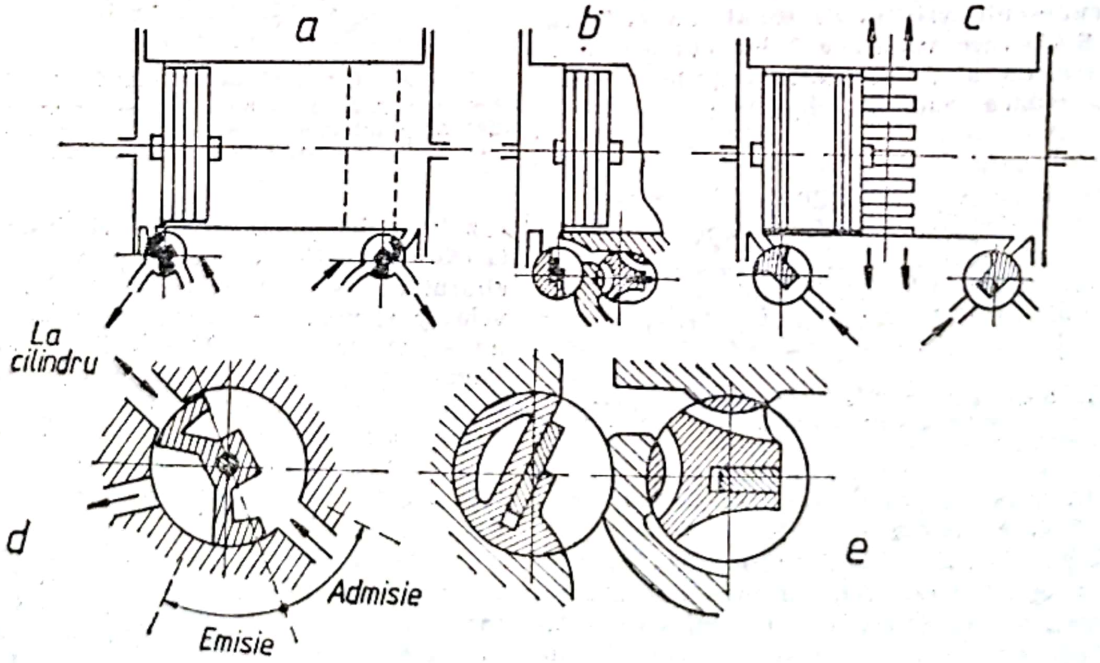


Fig. S.44. Sertare rotative:
a — soluție cu două sertare; *b* — soluție cu patru sertare; c — sertar cu emisie comandată de piston; *d* — detaliu sertar — soluția *a*; *e* — detaliu sertar — soluția *b*.

Din cele arătate decurge domeniul de utilizare al s. electrice, ca fiind de puteri utile de ordinul sutelor de watt pentru s. electrice de curent alternativ, iar de peste 1 kW pentru s. electrice de curent continuu.

Cuplurile electromagnetice, utilizate în calitate de elemente de execuţie, prezintă o serie de avantaje importante în comparaţie cu s. electrice obişnuite, şi anume: posibilitatea obţinerii unor acceleraţii importante datorită uşurinţei reducerii momentului de inerţie la valori foarte mici la arborele de ieşire al cuplei: simplitatea construcţiei şi a schemei de funcţionare; siguranţă sporită în funcţionare.

Aceste avantaje justifică utilizarea *cuplelor* în numeroase sisteme de urmărire de mică şi foarte mică putere, dispozitive de calcul, precum şi la regulatoare de mare putere.

S. hidraulice şi pneumatice funcţionează pe principiul transformării energiei fluidului de acţionare în energie mecanică de deplasare sau de rotaţie. Prezintă calităţi din punct de vedere al simplităţii construcţiei, siguranţei în exploatare, duratei îndelungate de exploatare şi gabaritelor reduse raportate la aceeaşi performanţă de sarcină şi inerţiei relativ reduse. Dintre dezavantaje se pot enumera: necesitatea unei precizii ridicate de prelucrare mecanică, existenţa unei reţele de distribuţie a fluidului de acţionare necesitînd conducte şi pompe pentru asigurarea debitului şi presiunii necesare şi valoarea ridicată a pierderilor din reţea.

SHANNON, Claude Elwood. Matematician american (n. 1916), autorul „teoriei comunicaţiilor". În 1948, stabileşte o legătură formală între teoria informaţiei şi termodinamică, introducînd noţiunea de entropie informaţională, analogă cu formula lui Boltzmann.

SIGURANŢĂ DE FUNCŢIONARE. Calitate a maşinilor de a evita defecţiuni accidentale în cursul perioadelor de funcţionare. Este de dorit ca **s. de f.** între perioadele de revizii sau reparaţii planificate să fie absolută, cu respectarea opririlor pentru operaţiunile de întreţinere. **S. de f.** depinde de o serie de factori cum sînt solicitarea maşinii, respectarea calităţii materialelor de exploatare şi întreţinere (combustibili, lubrifianţi, apă etc.), executarea la timp a lucrărilor de întreţinere prescrise, precum şi a reviziilor şi reparaţiilor planificate.

La un motor de automobil, de exemplu, **s. de f.** este ridicată, dacă nu apar motive accidentale care să împiedice funcţionarea lui, fiind necesare reglări şi înlocuiri de piese în alte perioade decît cele prescrise (reglarea jocului la tacheţi, înlocuirea bujiilor etc.).

S. de f. şi durata de viaţă a maşinii, ca şi duratele între reparaţiile capitale sînt calităţi care determină măsura în care utilizatorul se poate baza pe buna funcţionare a unei maşini, calitate care a căpătat în tehnică denumirea de „fiabilitate". Durata de viaţă a maşinii este determinată de respectarea unei exploatări normale şi de uzura progresivă a pieselor. Această uzură determină, după un timp oarecare de exploatare, costuri ridicate ale consumurilor maşinii, respectiv funcţionarea devine neeconomică şi, ca urmare, maşina este scoasă din serviciu şi casată.

SIGURANŢĂ PENTRU RECIPIENTE SUB PRESIUNE (Dispozitiv de). Dispozitiv utilizat pentru protejarea recipientelor contra creşterii presiunii peste o anumită valoare stabilită, în cazul în care supapele de siguranţă sînt contraindicate.

Criteriile care trebuie avute în vedere la echiparea recipientelor sub presiune cu **d. de s.** sînt următoarele: sursa de presiune, natura fluidelor, specificul procesului tehnologic. Cu aceste precizări, utilizarea **d. de s.** cu elemente care se distrug sau se deformează, în locul supapelor de siguranţă, este recomandată în următoarele cazuri: presiunea din recipient poate creşte brusc (de exemplu în cazul unor reacţii chimice); fluidul din recipient, în timpul procesului tehnologic, este posibil să cristalizeze, sau să dea naştere unor depuneri aderente; din cauza unor condiţii foarte severe privind gradul de impurificare a atmosferei unor locuri de muncă, supapele de siguranţă nu pot asigura o etanşeitate corespunzătoare; din cauza neetanşeităţii supapei de siguranţă există pericolul evacuării unor fluide inflamabile sau explozive, fluidul este puternic corosiv.

Cele mai utilizate tipuri de **d. de s.**, care se distrug sau se deformează, sînt următoarele:

— membrane de rupere, de forma unor discuri sau calote sferice;

— capsule de rupere, sub forma unor cilindri închişi la un capăt şi al căror spaţiu gol este în legătură cu fluidul sub presiune;

— bare de rupere, de forma unor tije cu secţiune slăbită, care susţin plăci supuse presiunii din recipient şi care se rup la depăşirea presiunii pentru care au fost dimensionate;

— bare de flambaj, de forma unor tije îmbinate cu o placă asupra căreia acţionează presiunea din recipient, tije care se deformează prin flambaj atunci cînd este depăşită presiunea pentru care au fost dimensionate.

Dintre dispozitivele enumerate mai sus, cele mai utilizate sînt membranele de rupere.

SIMBOL. Semn literal sau grafic, care reprezintă, pe baza unei convenţii sau pe baza unei corespondenţe analogice, noţiuni, însuşiri concepte, mărimi, fenomene, operaţii, procese, obiecte, aparate, maşini, instalaţii etc., fără ca asemănarea dintre el şi ceea ce reprezintă să fie esenţială.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul S.5

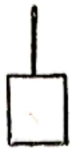
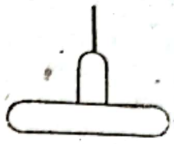
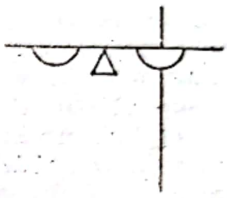
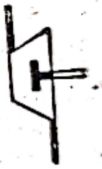
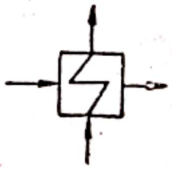
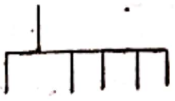
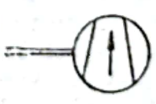
Unele simboluri în termodinamică și termotehnică

Denumirea	Simbol literal	Denumirea	Simbol literal
		Energie liberă masică	f
Mărimi		Entalpie	H, I
		Entalpie specifică	h, i
Anergie	A_n	Entalpie liberă	G
Anergie specifică	a_n	Entalpie liberă masică	g
Cantitate de căldură	Q	Entropie	S
Capacitate termică (calorică)	C	Entropie specifică masică	s
Căldură specifică masică	c	Exergie	E_x
Căldură specifică molară	C_M	Exergie specifică	e_x
Căldură specifică volumică	C_N	Exponent adiabatic	k
Căldură specifică la presiune constantă	c_p, C_{M_p},	Exponent politropic	n
(masică, molară, volumică)	C_{N_p}	Factor energetic de absorbție	A
Căldură specifică la volum constant	c_v, C_{M_v},	Factor energetic de emisie	e
(masică, molară, volumică)	C_{N_v}	Gradient de temperatură	$grad\ T$
Căldură latentă de topire	l_t	Lucru mecanic	L
Căldură latentă de vaporizare	$l_{v,r}$	Participație masică	g_i
Căldură externă de vaporizare	Ψ	Participație molară	μ_i
Căldură internă de vaporizare	ρ	Participație volumică	r_i
Coeficient de conducție (conductivitate) termică	λ	Presiune	p
Coeficient de convecție termică	α	Putere	P
Coeficient global de transfer de căldură (termic)	k	Randament termodinamic	η_t
Coeficient de compresibilitate izocoră (de creștere a presiunii)	β	Randament exergetic	η_{ex}
Coeficient de compresibilitate izotermică	χ	Rezistență termică	R_t
Coeficient de dilatare liniară	α_e	Masă	m
Coeficient de dilatare volumică	α_v, μ	Masă molară	M
Coeficient de exces de aer	α, λ	Volum	V
Constanta specifică a gazului	R	Volum specific	v
Constanta molară universală	R_M	Volum molar	V_M
Criteriul (invariantul)		Viscozitate cinematică	ν
Criteriul Arhimede	Ar	Viscozitate dinamică	η
Criteriul Biot	Bi	Temperatură	t, T
Criteriul Euler	Eu	Titlul vaporilor	x
Criteriul Fourier	Fo		
Criteriul Froude	Fr	*Unități de măsură*	
Criteriul Grasshoff	Gr		
Criteriul Knudsen	Kn	Bar	bar
Criteriul Mach	M	British thermal	Btu
Criteriul Nusselt	Nu	Calorie	cal
Criteriul Peclet	Pe	Calorie la 15°C	cal_{15}
Criteriul Prandtl	Pr	Calorie internațională	cal_{IT}
Criteriul Reynolds	Re	Grad Celsius	$°C$
Criteriul Stanton	St	Grad Fahrenheit	$°F$
Debit de căldură, flux termic	$\dot{Q}, \Phi$	Grad Rankine	$°R$
Debit de flux termic	q	Grad Reaumur	$°Re$
Difuzivitate termică	a	Kelvin	K
Densitate	ρ	Joule	J
Energie	E	Mol	mol
Energie internă	U	Milimetru coloană de apă	$mm\ H_2O$
Energie internă masică (specifică)	u	Milimetru coloană de mercur	$mm\ Hg$
Energie liberă	F	Metru cub (în stare normală)	m^3_N
		Newton pe metru pătrat, Pascal	$N/m^2, Pa$
		Watt	W

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul S.6

SIMBOLURI UTILIZATE ÎN ENERGETICĂ

Denumirea	Simbolul	Denumirea	Simbolul
Cazan semn general		Rezervor de apă cu preîncălzitor de amestec şi degazor	
Cazan de abur cu supraîncălzitor		Injectoare şi ejectoare (semn general)	
Cazan de apă fierbinte		Dozator	
Reactoare nucleare semn general		Maşina cu abur	
Schimbătoare de căldură prin suprafaţă semne generale		Turbina cu abur	
Economizor		Turbina cu abur cu două corpuri	
Turn de răcire		Compresor, ventilator, suflanta	
Separatoare şi filtre semn general			
Consumatori de aburi semn general			

Scanned with OKEN Scanner

S. utilizate în *termodinamică* și *termotehnică* sînt:

— **s. literale** pentru reprezentarea unor mărimi și unități de măsură (Tabelul S.5).

— **s. grafice** pentru reprezentarea schematică a mașinilor și instalațiilor termice și termoenergetice și a unor elemente componente (Tabelul S.6).

SIMILITUDINE. Proprietate a două fenomene de a putea fi puse în corespondență biunivocă.

Există fenomene din domenii diferite ale fizicii, exprimate prin sisteme identice de ecuații în care, însă, mărimile variabile și coeficienții au semnificații diferite. Pe acest fapt se bazează metoda analogiilor, prin care se stabilesc corespondențe biunivoce între parametrii caracteristici ai acestor fenomene. Această metodă permite urmărirea și cunoașterea unui fenomen dintr-un domeniu necunoscut, insuficient investigat sau mai greu accesibil experimentului, cu ajutorul fenomenelor din domeniul analog, mai bine cunoscut, sau în care este posibilă o experimentare precisă. Un fenomen fizic oarecare este determinat de legile ce îl guvernează în funcție de condițiile la limita și inițialele sale, numite condiții de unicitate. Obținerea soluțiilor ecuațiilor specifice fenomenului (în majoritatea diferențiale), în condiții precise de unicitate, depășește, însă, uneori posibilitățile actuale ale matematicii. Această situație a dus, pe de o parte, la dezvoltarea metodelor de integrare aproximativă și numerică a ecuațiilor, iar pe de altă parte, la necesitatea cercetărilor și verificărilor experimentale. Pe cale experimentală, se pot cerceta, însă, numai fenomene concrete ale căror particularități sînt bine precizate, dar îngrădite de condițiile și metodele de experimentare. Rezultatele unei serii de experiențe pot fi extinse și generalizate și la alte fenomene (diferite de cele cercetate direct), cu ajutorul unor legi, numite **legile s.** care permit să se stabilească mijloacele și măsura în care este admisibilă o astfel de extindere.

Rezolvarea, de exemplu, a ecuațiilor de transfer de căldură, masă și impuls, se face utilizînd diverse metode, și anume: a) Integrarea directă a ecuațiilor; b) Integrarea aproximativă a ecuațiilor proceselor de transfer prin utilizarea calculului numeric; c) Integrarea cu ajutorul modelării experimentale, bazată pe teoria s. și a analizei dimensionale. Prin modelarea experimentală se urmăresc două aspecte: studiul aprofundat al unui anumit fenomen de transfer și obținerea unor date care să ajute la studiul altui fenomen, asemenea cu cel experimentat. La realizarea unui model experimental trebuie cunoscute următoarele elemente: mărimile care trebuie măsurate în experiment, modul de prelucrare a rezultatelor obținute experimental și fenomenele asemenea celui studiat, elemente rezolvate de teoremele s.

S. geometrică. Două sau mai multe figuri geomtrice sînt asemenea, atunci cînd unghiurile plane sau solide sînt egale și laturile asemenea sînt proporționale, adică:

$$\frac{l'_1}{l''_1} = \frac{l'_2}{l''_2} = \frac{l'_3}{l''_3} = c_l,$$

unde: l'_1, l'_2, l'_3 sînt dimensiunile liniare ale primei figuri; l''_1, l''_2, l''_2 — dimensiunile liniare ale celei de a doua figuri; c_l — raportul de asemănare sau coeficientul de scară pentru lungimi.

S. cinematică. Este asigurată prin asemănarea geometrică a traiectoriilor și prin proporționalitatea vitezelor corespunzătoare a două sau a mai multor mișcări:

$$\frac{l'}{l''} = c_l; \quad \frac{w'}{w''} = c_w,$$

unde w', w'' sînt vitezele celor două mișcări, iar c_w — coeficientul de scară pentru viteze. În locul vitezei, se pot introduce lungimea și timpul. În fenomenele cinematice pot apare și alți parametri, cum ar fi, de exemplu, accelerația, viteza unghiulară etc., pentru fiecare din ei trebuind să existe un coeficient de scară constant.

S. dinamică. impune s. cinematecă și un raport constant al forțelor care produc mișcarea:

$$\frac{l'}{l''} = c_l; \quad \frac{\tau'}{\tau''} = c_\tau; \quad \frac{F'}{F''} = c_f,$$

unde: τ', τ'' reprezintă timpul în cele două fenomene asemenea; F', F'' — forțele pentru cele două fenomene asemenea; c_τ, c_τ — coeficienții de scară pentru timp și pentru forțe.

S. termică. Impune în afara s. dinamice și un raport constant al temperaturilor și al fluxurilor de căldură în cele două fenomene similare:

$$\frac{l'}{l''} = c_l; \quad \frac{\tau'}{\tau''} = c_\tau; \quad \frac{F'}{F''} = c_f; \quad \frac{t'}{t''} = c_t; \quad \frac{Q'}{Q''} = c_q,$$

unde: t', t'' sînt temperaturile în cele două fenomene asemenea; Q', Q'' — fluxurile de căldură în cele două fenomene; c_t, c_q — coeficienții de scară pentru temperaturi și pentru fluxurile de căldură. Pentru transferul de masă se impune, în plus, constanța raportului concentrațiilor de substanță și a fluxurilor de masă.

S. este valabilă numai la acele fenomene sau procese care sînt de aceeași natură, res-

Scanned with OKEN Scanner

pectiv sînt identice calitativ şi sînt descrise analitic de ecuaţii identice ca formă şi conţinut.

La s. dintre două sau mai multe fenomene, fiecare mărime fizică ce defineşte procesul poate să aibă coeficientul său de scară, diferind de celelalte. Alegerea acestor coeficienţi de scară nu este arbitrară. De exemplu, la s. cinematică

$$\frac{w'}{w''} = c_w ; \; w' = \frac{l'}{\tau'} ; \; w'' = \frac{l''}{\tau''} ; \; \frac{w'}{w''} = \frac{l'/l''}{\tau'/\tau''} = \frac{c_l}{c_\tau} .$$

Deci: $c_w = \frac{c_l}{c_\tau}$ sau $\frac{c_w c_\tau}{c_l} = 1$.

Aceasta este relaţia de dependenţă între coeficienţii de scară, care se mai poate scrie în forma:

$$\frac{w'\tau'}{l'} = \frac{w''\tau''}{l''} \text{ sau } \frac{w\tau}{l} = \text{const.}$$

Ultima relaţie arată faptul că la fenomenele similare există anumite mărimi care au valoare constantă. Aceste mărimi se numesc *invarianţi sau criterii de* s. şi sînt mărimi adimensionale. Criteriile de s. se pot obţine pentru orice fenomen fizic. Pentru aceasta este necesară ecuaţia sau relaţia analitică ce leagă parametrii sau mărimile fizice ale fenomenului. Posibilitatea descrierii procesului cu ajutorul unei ecuaţii este o condiţie necesară pentru teoria s. Criteriile de s. care se obţin din ecuaţiile diferenţiale, valabile pentru orice element al unui sistem, sînt valabile pentru întregul sistem. Această afirmaţie stă la baza utilizării teoriei s. Pentru principalele criterii de s. folosite în transferul de căldură, masă şi impuls şi în hidraulică (v. Criteriu adimensional).

Legile s.

Legea întîia a s. (*legea lui Newton*). Pentru două fenomene similare (de exemplu, fenomenul cercetat în laborator şi oricare fenomen asemenea din practică) criteriile de s. sînt respectiv egale.

Legea a doua a s. (*legea lui Buckingham*). Soluţia generală a unui sistem de ecuaţii care corespunde unor fenomene asemenea se poate exprima cu ajutorul criteriilor de s. rezultate din acestea. Relaţia dintre criterii, care corespunde soluţiei, se numeşte ecuaţie criterială şi are forma:

$$f(K_1, K_2, \ldots, K_n) = 0,$$

unde $K_1, K_2, \ldots, K_n$ sînt criteriile de s. Forma ecuaţiei criteriale se obţine cu ajutorul teoremei produselor (teorema π enunţată de Buckingham) a *analizei dimensionale*. Aceasta este o metodă prin care se obţin informaţii despre un fenomen, pornind de la singura premisă că fenomenul poate fi descris printr-o ecuaţie dimensională corectă şi omogenă între anumite variabile. Principala limitare a metodei este aceea că rezultatele obţinute sînt incomplete şi practic inutilizabile, dacă nu sînt completate cu date experimentale. Analiza experimentală combină variabilele unui proces în grupuri adimensionale (criterii), convenabil alese, care uşurează interpretarea rezultatelor şi extind domeniul de aplicare a datelor experimentale. Relaţiile de calcul stabilite cu ajutorul analizei dimensionale şi corelate cu datele experimentale permit calculul unor categorii largi de fenomene reale în baza legilor s. Teorema π sau teorema lui Buckingham constituie o regulă empirică în determinarea numărului de grupuri adimensionale independente, necesar pentru exprimarea relaţiei care descrie un fenomen. Enunţul acestei teoreme este următorul: numărul necesar de grupuri adimensionale independente care poate fi format prin combinarea variabilelor fizice ale unui fenomen este egal cu numărul total n al acestor mărimi fizice (ex.: densitatea, viscozitatea, viteza, coeficientul de convecţie etc.) minus numărul m de unităţi de măsură primare (masă, lungime, timp, temperatură), necesar exprimării formulelor dimensionale ale celor n mărimi fizice. De exemplu, fenomenul de convecţie forţată monofazică la curgerea unui fluid printr-un tub încălzit este caracterizat de $n=7$ mărimi fizice, care se pot exprima în funcţie de $m=4$ unităţi de măsură primare, astfel încît fenomenul poate fi descris în funcţie de $n-m=3$ criterii adimensionale, printr-o ecuaţie de forma:

$$F(\text{Nu}, \text{Re}, \text{Pr}) = 0 \text{ sau } \text{Nu} = C\,\text{Re}^a\text{Pr}^b,$$

în care Nu, Re, Pr reprezintă criteriile Nusselt, Reynolds, respectiv Prandtl, iar C, a, b — constante care se determină experimental. Pentru cazul considerat, corelarea datelor experimentale în laborator conduce la valorile lui C, a, b şi obţinerea, de exemplu, a relaţiei Dittus-Boelter: $\text{Nu} = 0{,}023\,\text{Re}^{0{,}8}\text{Pr}^{0{,}4}$.

Legea a treia a s. (*legea lui Kispicev şi Guhman*). Două fenomene sînt asemenea, dacă au condiţii de unicitate asemenea, iar criteriile de s. au aceleaşi valori. Din această lege rezultă necesitatea stabilirii criteriilor care cuprind mărimi ce intră în condiţiile de unicitate; aceste criterii se numesc „criteriile determinante ale procesului".

Cu ajutorul legilor s. se stabilesc următoarele elemente: în experimentarea unui proces trebuie măsurate acele mărimi care intră în componenţa criteriilor de s.; rezultatele experimentării trebuie prelucrate sub formă de criterii de s. şi legătura dintre ele să se exprime sub formă de ecuaţii criteriale; sînt similare procesului studiat acele procese care au condiţii

Scanned with OKEN Scanner

de unicitate asemenea şi au egale criteriile determinante. Ca urmare, teoria s. este teoria experimentului.

SISTEM DE APRINDERE (motoare cu ardere internă). Procedeul, instalaţiile şi echipamentele care realizează aprinderea combustibilului în cilindrii motorului.

Sînt utilizate următoarele tipuri de **s. de a.**:

— Aprinderea amestecului aer-combustibil (format în exteriorul cilindrilor) de către o scînteie electrică; motoarele care funcţionează conform acestui procedeu sînt numite motoare cu aprindere prin scînteie (v. Formarea amestecului; Instalaţie de aprindere; Motor cu aprindere prin scînteie);

— Aprinderea amestecului aer-combustibil (format în interiorul cilindrilor), fără intervenţie din exterior (autoaprindere), datorită condiţiilor de temperatură şi presiune ridicate, existente în cilindrii motorului la sfîrşitul comprimării, specifice ciclului Diesel; motoarele funcţionînd conform acestui procedeu sînt numite motoare cu aprindere prin comprimare sau motoare diesel [v. Autoaprindere; Formarea amestecului; Diesel (motor)].

— Aprinderea amestecului aer-combustibil (format în interiorul cilindrilor) prin efectul termic combinat, produs de comprimarea aerului şi prin căldura dezvoltată de o piesă incandescentă, montată în camera de ardere (v. Motor cu aprindere prin suprafaţă caldă);

— Aprinderea amestecului aer-combustibil (format în exteriorul cilindrilor) cu ajutorul injecţiei pilot de combustibil lichid; metoda este cunoscută sub denumirea de „carburaţie-injecţie“ sau „dual-fuel“ şi este aplicată, în general, la motoarele utilizînd combustibili neconvenţionali (metanol, gaz natural), combustibil pilot injectat pentru aprinderea combustibilului principal fiind motorina (v. Injecţie); motoarele funcţionînd conform acestui procedeu de aprindere sînt denumite motoare diesel-gaz (în cazul utilizării gazului natural drept combustibil principal).

SISTEM DE DISTRIBUŢIE. Procedeu şi/sau soluţie constructiv(ă) de realizare a umplerii spaţiului de lucru al maşinilor termice cu încărcătură proaspătă şi, respectiv, de evacuare a agentului motor din spaţiul de lucru.

S. de d. sînt specifice fiecărui tip de maşină termică.

La maşinile termice rotative, admisia şi evacuarea se realizează continuu, prin ventile (v. Turbină cu abur).

La maşinile termice cu piston, admisia şi evacuarea se realizează periodic. Admisia şi evacuarea fluidului de lucru în şi, respectiv, din cilindrii maşinii sînt comandate de mecanisme de distribuţie specifice.

În cazul maşinilor cu abur, **s. de d.** este de tipul cu sertar, comandat de mecanisme de distribuţie cu excentric sau cu contramanivelă (v. Mecanism de distribuţie; Sertar).

La compresoarele cu piston, **s. de d.** este de tipul cu supape, acţionate pneumatic de diferenţa de presiune a gazului din cilindru şi presiunea din conductele de admisie şi, respectiv, de refulare [v. Supapă (de compresor)].

La motoarele cu ardere internă, se utilizează două sisteme caracteristice de distribuţie, în funcţie de numărul de timpi al motorului: pentru motoare în patru timpi — distribuţie prin supape, iar pentru motoare în doi timpi — distribuţie prin lumini (v. Admisie; Baleiaj; Mecanism de distribuţie).

SISTEM DE INJECŢIE (Sin.: **Aparatură de injecţie; Echipament de injecţie**). Parte componentă a instalaţiei de alimentare cu combustibil a motoarelor cu ardere internă diesel, formată, în general, din pompă de injecţie, conductă de injecţie şi injector, care trebuie să asigure: dozarea cantităţii de combustibil pe ciclu, corespunzător cu regimul de funcţionare al motorului; realizarea unei presiuni mari de injecţie necesară pulverizării în raport cu tipul camerei de ardere şi a elementelor componente ale **s. de i.** (presiunea de injecţie variază între 100 şi 1 300 daN/cm^2); pulverizarea cît mai fină a motorinei şi distribuirea acesteia în camera de ardere în conformitate cu cerinţele formării amestecului; declanşarea injecţiei la un anumit moment pe ciclu (avansul la injecţie optim) şi limitarea duratei injecţiei; injectarea combustibilului după o lege impusă (caracteristica de injecţie optimă); uniformitatea dozei de motorină la toţi cilindri motorului.

Pompei de injecţie îi revin funcţiile de realizare a presiunilor înalte de injecţie şi de dozare a cantităţii de combustibil, iar injectorului, funcţiile de pulverizare şi distribuire a combustibilului.

S. de i. pot fi: mecanice, cu acumulare, pneumatice şi electronice.

Răspîndirea cea mai mare o au **s. de i. mecanice**, la care combustibilul este comprimat cu ajutorul unor pompe de injecţie cu piston (Fig. S.45, v. şi Pompă de injecţie). De la pompa de injecţie *1*, combustibilul este refulat către injectorul *3* (v. Injector) prin intermediul conductei de injecţie *2*. La **s. de i.** mecanice cantitatea de combustibil injectată este dependentă de turaţia motorului.

La **s. de i. cu acumulare**, combustibilul refulat de pompa de injecţie este acumulat sub presiune într-un recipient de la care se alimen-

Scanned with OKEN Scanner

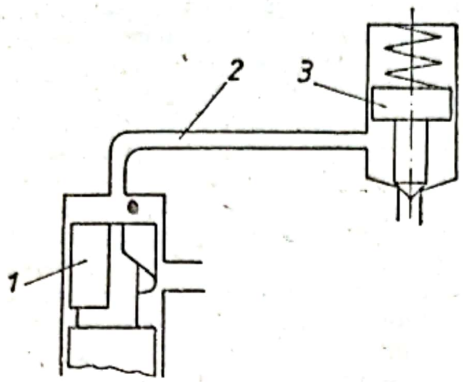


Fig. S.45. Schema de principiu a sistemului de injecție mecanic:
1 — pompă de injecție; 2 — conductă de injecție; 3 — injector.

tează injectoarele. Avantajul **s. de i.** cu acumulare îl reprezintă faptul că procesul de injecție nu mai depinde de turația motorului.

La **s. de i. pneumatice**, pulverizarea combustibilului se realizează prin antrenarea acestuia de către un jet de aer comprimat (v. Ejector).

S. de i. electronice sînt cele la care, pentru realizarea funcțiilor de comprimare a combustibilului de dozare a cantității de combustibil pe ciclu, de declanșare controlată a injecției, de introducere și pulverizare a combustibilului și de distribuție a acestuia între cilindrii motorului cu un grad sporit de uniformitate, electronica intervine cu un grad mai mic sau mai mare de participare. Elementele de bază utilizate în acest sens sînt unitățile electronice de comandă și control (în prezent microprocesoare), traductoarele de măsurare mecano-electrice și elementele de execuție care transformă semnalele electronice în mărimi mecanice (de exemplu injectoare electromagnetice). Comprimarea combustibilului la presiuni de ordinul sutelor de daN/cm² nu poate fi însă realizată de un dispozitiv electronic. Această funcție este realizată cu ajutorul pompelor de injecție mecanice, antrenate de motoare electrice alimentate de la bateria de acumulatoare. În acest caz, motorul electric de antrenare poate fi comandat de către unitatea electronică de comandă și control.

În figura S.46 este prezentată schema unui **s. de i.** electronic pentru injecția motorinei în motorul diesel.

Pentru realizarea presiunilor de injecție se utilizează o pompă de injecție clasică, cu piston-sertar. Antrenarea pompei de injecție *1* se face de la motor. Partea electronică a instalației este formată din unitatea electronică de comandă și control *6*, traductoarele de măsurare mecano-electrice *7* și elementele de execuție *5* (elemente de automatizare care primesc la intrare semnale electrice emise de unitatea electronică și furnizează la ieșire semnale de exe-

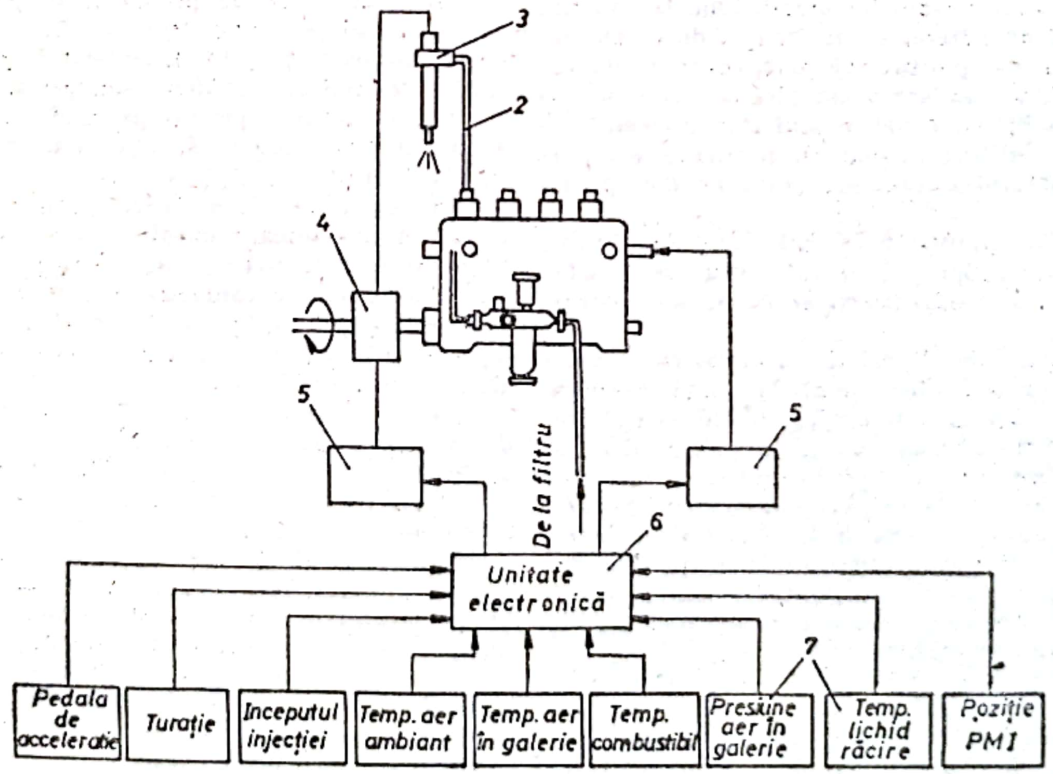


Fig. S.46. Schema sistemului de injecție electronic pentru injecția motorinei în cilindrul motorului diesel:
1 — pompă de injecție; 2 — conductă de injecție; 3 — injector electromagnetic; 4 — declanșator de impulsuri; 5 — elemente de execuție; 6 — unitate electronică; 7 — traductoare mecano-electrice.

Scanned with OKEN Scanner

cuție, prin intermediul unor elemente mecanice de reglare). Semnalul electric de deschidere a injectoarelor este dat de unitatea electronică, prin intermediul declanșatorului de impulsuri *4*, montat pe arborele cu came al pompei de injecție. Construcția declanșatorului permite modificarea avansului la injecție. Reglarea cantității de motorină injectată pe ciclu, în concordanță cu regimul de funcționare, se face prin reglarea duratei de deschidere a injectoarelor electromagnetice *3*. Stabilitatea cantității de combustibil injectat la un anumit regim de funcționare se asigură prin controlul electronic al deplasării cremalierei *8*. În acest caz, regulatorul de turație clasic este înlocuit cu un regulator electronic pentru toate regimurile, la care mărimile de intrare provin de la traductoarele de măsurare mecano-electrice *7*.

SISTEM DE PORNIRE. Ansamblul echipamentelor, aparatelor și conexiunilor necesare punerii în funcțiune a unei mașini termice de forță (cu producere de lucru mecanic).

S. de p. pentru motoare cu ardere internă. Pentru motoarele cu ardere internă cu aprindere prin scînteie se utilizează **s. de p.** electric, compus din: sursa de acumulare și debitare a energiei electrice (bateria de acumulatori), circuitul primar (de joasă tensiune), circuitul secundar (de înaltă tensiune) și componentele specifice (v. Instalație de aprindere).

În cazul motoarelor diesel, pînă la anumite niveluri de putere, se utilizează, de asemenea, sistemul de pornire electric, care utilizează sursa de acumulare a energiei electrice pentru punerea în funcțiune a unui motor electric de curent continuu (demaror), ce efectuează pornirea motorului diesel (v. Motor de pornire).

Pentru motoarele diesel de puteri mari, destinate propulsiei navale sau centralelor electrice, se utilizează **s. de p.** cu aer comprimat.

Există două tipuri de **s. de p.** cu aer: cu butelii de aer comprimat la joasă presiune (30—60 daN/cm²) și cu butelii de înaltă presiune (150—200 daN/cm²). În primul caz, de regulă, nu este necesară reducerea presiunii aerului între butelie și **s. de p.** cu aer; în al doilea caz, la ieșirea din butelie se prevăd întotdeauna reductoare de presiune (ventile de reducere a presiunii care asigură, la intrarea în cilindrii motorului, o valoare a presiunii aerului de 10·15 daN/cm².

Principalele scheme ale **s. de p.** cu aer sînt prezentate în figura S.47.

Sistemul din figura S.47, *a* este prevăzut cu supape de pornire acționate mecanic. Aerul comprimat pătrunde în cilindrii motorului prin supapele de pornire (lansare) *1*, amplasate în chiulasă. Supapele sînt acționate de către arborele cu came *5*, prin intermediul unui mecanism tijă împingătoare-culbutor. Dirijarea aerului spre supapele de pornire se face prin robinetul de închidere și deschidere *2* și prin robinetul principal de manevrare *3*.

S. de p. din figura S.47, *b* este prevăzut cu supape de pornire acționate pneumatic. Accesul aerului în supapele de pornire este asigurat cu ajutorul distribuitorului de aer *6*.

După schema din figura S.47 *c* se realizează pornirea motoarelor cu ajutorul supapelor de pornire automate. Comanda deschiderii acestor supape este asigurată de către distribuitorul de aer *6*, prin care trece atît aerul de comandă pentru deschiderea supapelor, cît și aerul necesar pentru pornire.

Cele mai uzuale **s. de p.** cu aer sînt supapele de pornire automate.

Pentru asigurarea pornirii motorului, indiferent de poziția în care se află arborele cotit, aerul de pornire trebuie introdus în cel puțin patru cilindri la motoarele în doi timpi și în cel puțin șase cilindri la motoarele în patru timpi. Cantitatea medie de aer consumată pentru o pornire se consideră de 6—9 l pentru fiecare litru de cilindree.

Supapele de pornire reprezintă elementele **s. de p.** cu aer care asigură introducerea aerului în cilindrii motorului. Există trei variante de supape de pornire (Fig. S.48); cu acționare mecanică, cu comandă pneumatică și automate.

La supapele acționate mecanic (Fig. S.48 *a*), talerul *1* se ridică de pe sediul prelucrat în corpul *2*, atunci cînd tija *3* este acționată de culbutorul *4*, prin intermediul piesei *5* și al pistonului *7*. Închiderea supapei se asigură cu arcul *6*. Aerul de pornire pătrunde în spațiul de aer *A* din conducta *8*. Supapa se montează în chiulasa *9*.

La supapele pneumatice (Fig. S.48 *b*), comanda de ridicare a talerului *1* este dată de aerul de comandă care activează pistonul *7*. Accesul aerului de comandă în corpul supapei este posibil prin orificiul *C*, iar al aerului de pornire, prin orificiul *A*. Arcul *6* asigură închiderea supapei.

La supapele automate (Fig. S.48 *c*), aerul de comandă introdus în corpul supapei prin orificiul *A* este și aer de pornire. Diferența dintre diametrul talerului *1* și cel al tijei *3* asigură deschiderea automată a supapei.

Distribuitorul de aer asigură distribuția aerului de comandă pentru supapele pneumatice sau a aerului de comandă și pornire, pentru supapele automate. O variantă de distribuitor rotativ de aer este prezentată în figura S.49. Rotorul *3* este antrenat în mișcare de rotație de către arborele canelat *1*. Carcasa *2*, fixă, este prevăzută cu orificii, care permit legătura dintre conducta de alimentare cu aer a supapei de pornire și spațiul de aer din distribuitor. Legătura este facilitată de orificiul *a*, practicat în rotor, în momentul în care secțiunea de

Scanned with OKEN Scanner

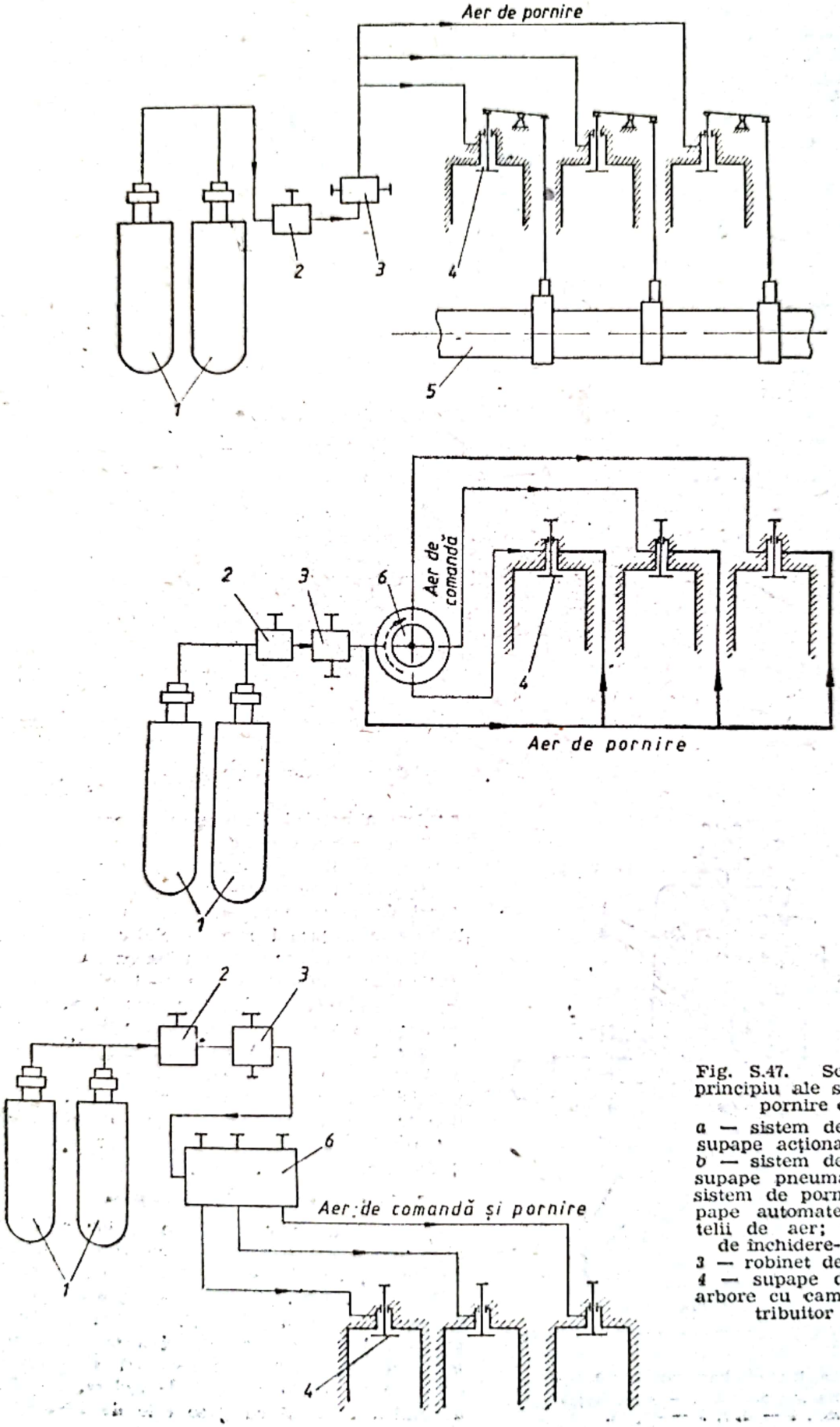


Fig. 8.47. Schemele de principiu ale sistemelor de pornire cu aer:
a — sistem de pornire cu supape acționate mecanic; *b* — sistem de pornire cu supape pneumatice; *c* — sistem de pornire cu supape automate: *1* — butelii de aer; *2* — robinet de închidere-deschidere; *3* — robinet de manevrare; *4* — supape de aer; *5* — arbore cu came; *6* — distribuitor de aer.

Scanned with OKEN Scanner

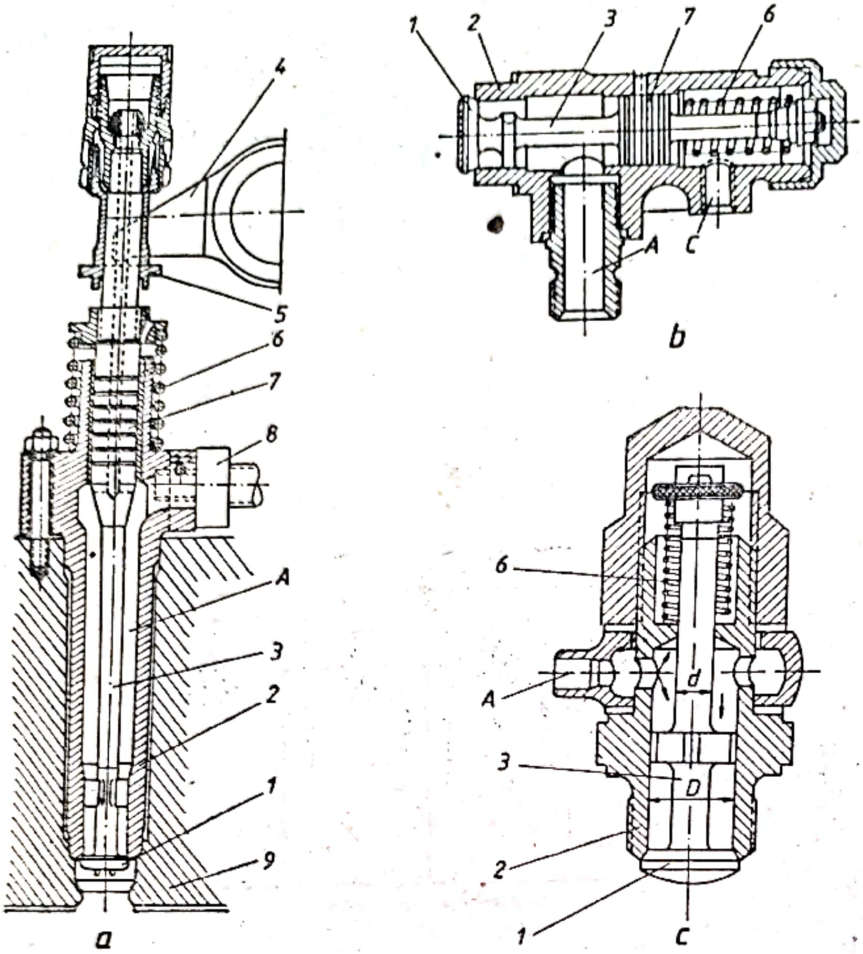


Fig. S.48. Supape de aer: *a* — cu acționare mecanică; *b* — pneumatice; *c* — automate; *1* — taler; *2* — corp; *3* — tijă; *4* — culbutor; *5* — pîrghie; *6* — arc; *7* — piston; *8* — conductă; *9* — chiulasă.

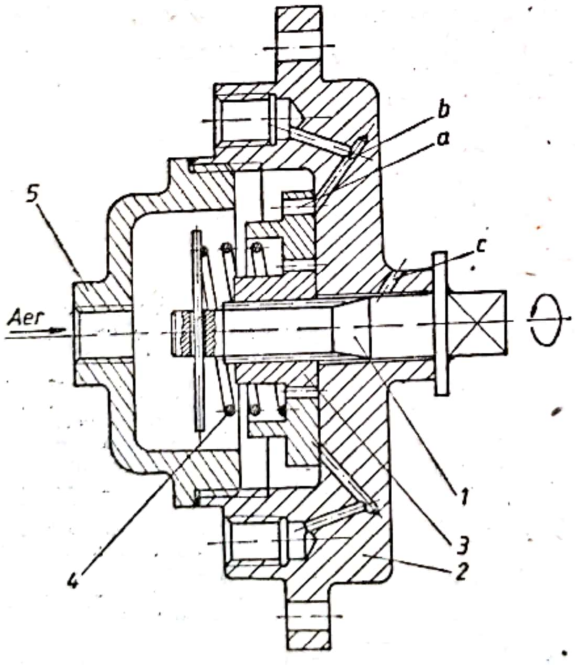


Fig. S.49. Distribuitor rotativ de aer: *1* — arbore de antrenare; *2* — carcasă; *3* — rotor; *4* — arc; *5* — capac.

curgere a acestui orificiu se suprapune peste secțiunea oferită de canalele *b* executate în carcasă. Contactul permanent al rotorului *3* cu suprafața adiacentă a carcasei *2* este asigurat de către arcul *4*. Ungerea distribuitorului este asigurată prin orificiul *c* din carcasă.

Buteliile de aer se dimensionează, de regulă, pentru un volum de aer de 2—4 ori mai mare decît cilindreea totală a motorului. S. de p. cu aer este prevăzut cu minimum două butelii de aer de pornire. Acestea trebuie să asigure 6 porniri pentru motoarele reversibile și 12 porniri pentru motoarele nereversibile. Buteliile trebuie să fie prevăzute cu o supapă de siguranță, un manometru și un robinet de golire a condensului.

S. de p. pentru turbinele cu gaze

Utilizează, în general, un motor auxiliar electric (de lansare), cuplat cu arborele compresorului, direct, sau prin intermediul unui reductor. S. de p. consumă 3—5% din puterea nominală utilă a turbinei. Pentru pornire, motorul de lansare trebuie să antreneze compresorul pînă la turația necesară alimentării eficiente cu aer a camerei de ardere. Durata demarării turbinei cu gaze este de 1—3 min

la instalaţiile simple şi de 8—10 min la cele de puteri mari.

La grupurile turbogeneratoare **s. de p.** este constituit dintr-un grup motor-generator auxiliar care porneşte cu o baterie de acumulatoare şi care alimentează cu curent generatorul principal al turbinei (sau unul dintre ele cînd există mai multe generatoare). Acesta funcţionează în regim de motor, antrenînd turbina pînă la o turaţie la care compresorul furnizează aerul necesar pentru aprinderea şi arderea combustibilului. După aprinderea combustibilului în camera de ardere, turaţia turbinei creşte, iar generatorul grupului auxiliar este deconectat de la grupul principal care reintră în regim de generator.

S. de p. pentru cazanele de abur. Reprezintă ansamblul circuitelor şi instalaţiilor necesar atingerii parametrilor de exploatare continuă şi în deplină siguranţă. Pornirea constituie operaţia cea mai delicată în procesul de exploatare a cazanelor, deoarece în această perioadă pot apare avarii fie datorită unor greşeli de manevră, fie datorită unor regimuri de încălzire necorespunzătoare. Pornirea cazanului, indiferent de tipul său constructiv, necesită un număr de operaţii pregătitoare, şi anume: alimentarea cu energie electrică a tuturor motoarelor, asigurarea unei surse externe de abur (7—10 bar) în cazul pornirii la rece; verificarea stării de funcţionare a tuturor instalaţiilor anexe, a ventilatoarelor de siguranţă şi a aparaturii de protecţie şi control; verificarea funcţionării instalaţiilor de alimentare cu combustibil; pornirea ventilatoarelor cu cel puţin 10 min înainte de aprinderea arzătoarelor pentru a se evita pericolul de explozie datorat unor acumulări de gaze; umplerea cazanului cu apă caldă la temperatura de 60—90°C, în cazul în care după oprirea precedentă el a fost golit; deschiderea în timpul umplerii cazanului a tuturor ventilelor de aerisire ale sistemului de apă al cazanului. Cazanele cu combustibil solid se pornesc mai întîi cu combustibil lichid sau gazos.

În funcţie de tipul cazanului, cu circulaţie naturală sau forţată, **s. de p.** se alege în mod adecvat.

S. de p. *al cazanelor cu circulaţie naturală.* La cazanele cu volum mare de apă, alimentarea se opreşte după ce a fost atins nivelul minim de apă. Pentru limitarea temperaturii supraîncălzitorului, în cazul cazanelor de medie presiune, acesta se umple cu apă, iar la cazanele cu înaltă presiune, supraîncălzitorul este răcit cu abur de joasă presiune de împrumut. Se pornesc arzătoarele cazanului, pe rînd, debitul de combustibil fiind astfel reglat, încît să se asigure o încălzire lentă şi progresivă a sistemului sub presiune. Viteza de creştere a temperaturii este limitată de apariţia unor încălziri inegale a tamburului (spaţiul de abur duce la încălzirea mai rapidă a părţii superioare a acestuia comparativ cu partea inferioară aferentă spaţiului de apă). Aerisirile cazanului se menţin deschise pînă cînd presiunea aburului este mai ridicată decît cea atmosferică. Din momentul în care presiunea aburului depăşeşte 3 bar începe alimentarea cu apă şi livrarea de abur. Concomitent cu începerea alimentării cu apă a cazanului se deschid şi robinetele de purjă continuă. Aburul produs în timpul pornirii se evacuează iniţial în exterior, iar apoi se recuperează prin: a) instalaţie de condensare de pornire, în cazul instalaţiilor cu bare colectoare (Fig. S.50); b) expandare,

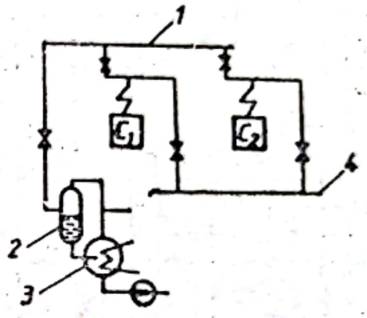


Fig. S.50. Schema de pornire la o centrală cu bară colectoare:
1 — conductă de pornire; 2 — expandor de pornire; 3 — condensator de pornire; 4 — colector de abur.

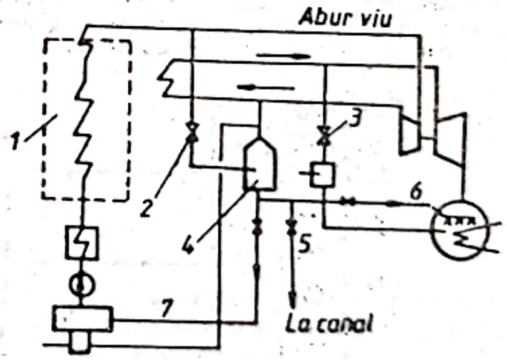


Fig. S.51. Schema pornirii unui cazan Benson racordat la un bloc energetic cu supraîncălzire intermediară:
1 — cazanul; 2 — staţie de reducere-răcire de înaltă presiune; 3 — staţie de reducere-răcire de ocolire de joasă presiune; 4 — expandor de pornire; 5 — evacuarea condensatului la canal; 6 — evacuare la condensator; 7 — recirculare la degazor.

răcire şi condensare în condensatorul turbinei, la instalaţiile cu schemă bloc. Răcirea supraîncălzitoarelor intermediare în timpul pornirii se face cu abur de la supraîncălzitorul principal, după ce presiunea acestuia a fost redusă printr-o staţie de reducere-răcire (Fig. S.51). Preîncălzitorul de aer rotativ se porneşte numai

Scanned with OKEN Scanner

după de temperatura gazelor la coș a depășit 70—80°C. Diagrama de pornire a unui cazan cu circulație naturală de înaltă presiune este prezentată în figura S.52. În cazul centralelor cu bare colectoare, **s. de p.** al cazanului funcționează pînă cînd parametrii aburului livrat de cazan ating valoarea parametrilor din colectorul de abur *4* (Fig. S.50).

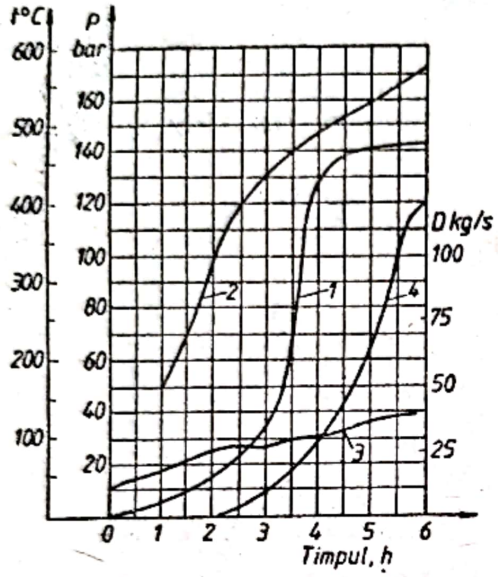


Fig. S.52. Diagrama de pornire de la rece a unui cazan cu circulație naturală (140 bar; 570°C; 420 t/h):

1 — presiunea în cazan; *2* — temperatura aburului; *3* — temperatura gazelor la coș; *4* — debit de abur.

S. de p. *al cazanelor cu circulație forțată unică.* Este deosebit de cel prezentat la cazanele cu tambur.

Cazanele din schemele bloc sînt pornite cu o schemă de tip închis. Cazanul este alimentat la început cu un debit de apă de 40—50% din debitul maxim, iar în prima parte a perioadei de încălzire lucrează ca un cazan de apă fierbinte. **S. de p.** este prezentat în figura S.51 pentru un cazan Benson. În perioada de pornire, toată apa fierbinte sau aburul produs este trecut prin stația de reducere a presiunii *2* și, apoi, la expandorul *4*. După separarea celor două faze în expandor, aburul rezultat este trimis să răcească supraîncălzitorul intermediar, sau la degazor. Condensatul provenit de la expandor este trimis inițial la canal, iar apoi introdus în degazor sau/și în condensatorul turbinei. Aburul care a răcit supraîncălzitorul intermediar este și el trimis prin stația de reducere-răcire *3* la condensator. În figura S.53 este dată diagrama de pornire la rece a unui bloc echipat cu cazan Benson.

S. de p. pentru turbinele cu abur

Pornirea turboagregatului cu instalațiile aferente lui se face în două cazuri, și anume: pornirea după oprire de lungă durată și pornirea după oprire de scurtă durată. Indiferent de caz, la pornire se ține cont de tipul agregatului, care poate fi: cu condensație, cu prize și cu contrapresiune.

Pornirea după opriri de lungă durată

a) Agregatele cu condensație. După verificările de rigoare, se încălzește

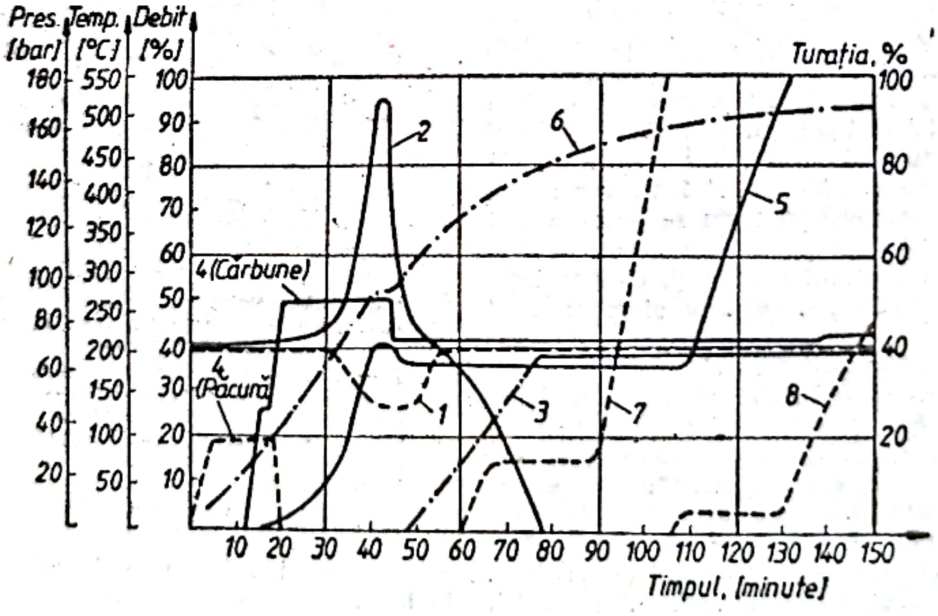


Fig. S.53. Diagrama de pornire de la rece a unui bloc energetic prevăzut cu cazan tip Benson:

1 — debit de apă de alimentare; *2* — debit de apă evacuat din cazan; *3* — debit de abur; *4* — debit de combustibil; *5* — presiunea după cazan; *6* — temperatura după supraîncălzitor; *7* — turația turbinei; *8* — încărcarea turbinei [în %].

treptat, pe porțiuni, conducta de abur viu, începînd de la generatorul de abur. În același timp, se pune în funcțiune electropompa de ulei. Apoi, se pornește instalația de condensație, utilizînd pompa de condensație și ejectorul de pornire, pînă la realizarea unui vid în condensator de cel puțin 40%. În acest moment, se poate porni turbina prin încălzirea ei la mai multe trepte de turație, pentru evitarea deformațiilor. Manevra de pornire constă în armarea și deschiderea treptată a ventilului rapid, pînă la atingerea turației necesare încălzirii. După încălzire, se mărește turația, pînă la valoarea turației nominale și se lasă să funcționeze în gol, circa 10—15 min, pentru uniformizarea temperaturii carcasei. În final, generatorul pus în paralel trebuie să aibă aceleași tensiune, frecvență și fază ca cele ale curentului din rețea. Încărcarea generatorului se face lent cu circa 0,5—1 MW/min pentru evitarea creșterii tensiunilor termice din carcasă și pentru egalizarea dilatațiilor rotor-stator.

b) Agregatele cu prize. Pornirea se face la fel ca în cazul (a). După ce s-a atins (15—20)% din sarcina nominală, se deschid treptat ventilele de pe conductele de priză și, apoi, cînd sînt deschise total, se pune în funcțiune regulatorul de presiune al prizei.

c) Agregatele cu contrapresiune. Pornirea turbinei se poate face cu evacuare în atmosferă sau cu evacuare directă către consumatorul de căldură. Etapele sînt similare cu cele din cazul (a), excepțînd situația de început la turbină, cînd diferă manevrele ventilelor de la condensator și de la evacuare.

Pornirea după opriri de scurtă durată

Pornirea este identică cu cea din cazul (1), cu diferența că se micșorează durata de încălzire. Aburul care va intra în etanșările terminale trebuie să fie mai cald, deoarece atît arborele cît și cutia de etanșare sînt deja calde.

SISTEM DE RĂCIRE. v. Răcire; Instalație de răcire

SISTEM DE RECUPERARE A CĂLDURII. Ansamblul utilajelor și circuitelor dintr-o instalație termică, ce are ca scop reducerea consumurilor specifice de energie electrică, combustibili și materii prime dintr-un sector industrial sau energetic. În funcție de sectorul din care provin resursele energetice recuperabile, **s. de r. a e.** au scheme specifice, înglobate sau nu în schema tehnologică de elaborare a produsului respectiv. Se prezintă în continuare cîteva scheme de recuperare a căldurii de la unele instalații industriale.

S. de. r. a e. de la purjă continuă a cazanelor de abur este constituit din expandorul de purjă, din care iese abur de joasă presiune către consumatorii industriali și purja lichidă, din care se extrage căldura fizică prin preîncălzitorul de apă de adaos (Fig. S.54).

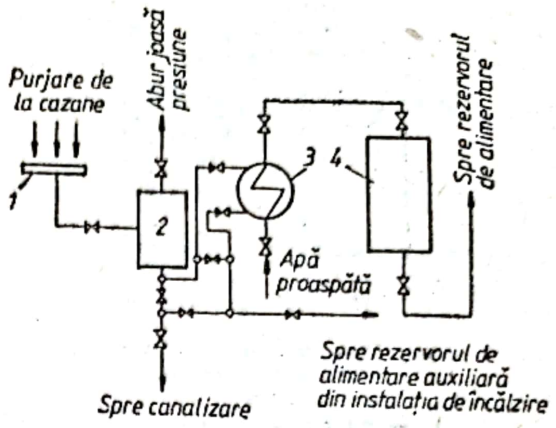


Fig. S.54. Sistem de recuperare a căldurii din purjă:
1 — colector purjă; *2* — expandor; *3* — răcitor purjă; *4* — filtru cationic.

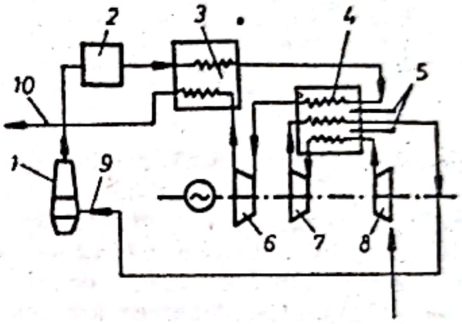


Fig. S.55. Sistem de recuperare a suprastructurii presiunii gazului de furnal:
1 — furnal; *2* — stație epurare; *3* — schimbător de căldură; *4* — încălzitor de gaze; *5* — arzătoare; *6* — turbină cu gaze; *7* — turbină cu aer; *8* — turbocompresor; *9* — conductă (canal) de alimentare cu aer; *10* — conductă (canal) de evacuare a gazelor arse.

La furnale, sistemul de recuperare prevede atît recuperarea căldurii, conținută în gaze, cît și a suprapresiunii lor (Fig. S.55). Gazele provenite de la furnalul *1* la presiunea de 2—3 bar sînt epurate în instalația *2*, unde se și răcesc, după care trec prin schimbătorul de căldură *3*, unde se încălzesc pînă la 220—240°C pe baza căldurii preluată de la gazele uzate. În continuare, ele se încălzesc în încălzitorul de gaze *4* pînă la temperatura de 450°C cu ajutorul arzătoarelor *5*, iar apoi gazele se deschid în turbina *6* pînă la presiunea atmosferică, temperatura la ieșire fiind de circa 310°C. Turbocompresorul *8* comprimă aerul necesar furnalului care este încălzit pînă la 650°C în încălzitorul *4*. Acesta se deschide pînă la presiunea de 3 bar în turbina *7*, fiind apoi reîncălzit și introdus în furnal.

S. de r. a e. de la cuptoarele industriale tip Martin, furnale, cuptoare de sticlă, cuptoare

Scanned with OKEN Scanner

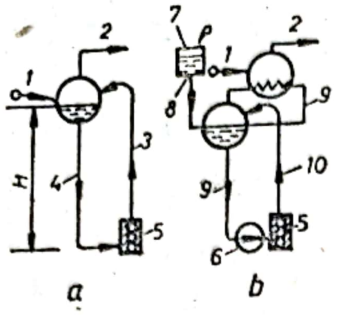


Fig. S.56. Sisteme de răcire a cuptoarelor prin vaporizare:
a — cu circulație naturată; *b* — cu cazan recuperator; *1* — apă de alimentare; *2* — abur; *3* — amestec apă-abur; *4* — apă; *5* — element răcit; *6* — pompă de circulație; *7* — rezervor de compensare; *8* — vapori difenil; *9* — amestec difenil; *10* — amestec lichid — vapori de difenil.

continue etc., se realizează cu instalații de răcire prin vaporizare (Fig. S.56). Elementele de zidărie sînt răcite cu emulsia apă-abur care circulă prin sistemele de vaporizare a cazanului recuperator. Ca agent de răcire se poate utiliza și difilul, deoarece are temperatură ridicată de fierbere la presiune atmosferică (ex.: 258 C pentru amestecul 26,5% difenil $C_{12}H_{10}$ și 73,5% difenil oxid $C_{12}H_{10}O$). În figura S.56 *a* se prezintă schema cu circulație naturală, în figura S.56 *b* este ilustrat un cazan recuperator care utilizează ca agent de răcire difilul în stare lichidă (nu are loc fierberea acestuia). În figura S.57 este prezentată schema de principiu a sistemului de recuperare a căldurii de la agregatul de topire a oțelului. Instalația se compune din cuptorul propriu-zis *1* care utilizează pentru ardere combustibil lichid și aerul preîncălzit la 700°C, preîncălzire ce se realizează în recuperatoarele de radiație și convecție *3*, *4*, *5*. La ieșirea din cuptor, în canalul vertical *2* se amplasează sistemul de vaporizare al cazanului granulator de zgură, supraîncălzirea aburului realizîndu-se în supraîncălzitorul convectiv *6*. Se realizează, astfel, o schemă energotehnologică cu eficiență ridicată, prin utilizarea rațională a căldurii rezultate din proces atît în scopul producerii aerului preîncălzit necesar acestuia, cît și în scopul obținerii de abur energetic cu parametri ridicați, abur ce poate fi folosit atît pentru antrenarea cu turbine a pompelor și ventilatoarelor, cît și pentru producerea energiei electrice și/sau termice. Căldura gazelor de ardere de la cubilouri, care reprezintă 40—50°C din căldura intrată în agregat, poate fi utilizată la uscarea nisipurilor și a miezurilor din turnătorii.

În figura S.58 sînt prezentate două scheme de recuperare a căldurii din cubilouri, una în contracuprent, iar cealaltă în echicurent. Temperatura aerului preîncălzit la ieșirea din recuperator atinge 250—270°C, temperatura gazelor la intrare în recuperator fiind cuprinsă între 1 100 și 1 500°C. În cazul temperaturilor

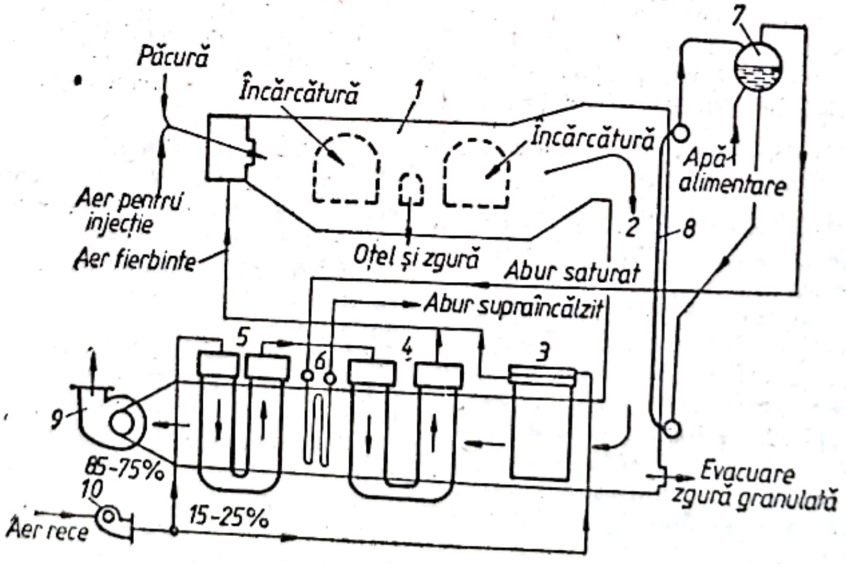


Fig. S.57. Schema de principiu a agregatului de topire a oțelului în echicurent cu recuperator:
1 — camera de lucru; *2* — canal de gaze vertical; *3* — recuperator de radiație; *4* — recuperator radiativ-convectiv; *5* — recuperator convectiv; *6* — supraîncălzitor; *7* — tambur; *8* — cazan granulator de zgură; *9* — ventilator gaze arse; *10* — ventilator aer.

Scanned with OKEN Scanner

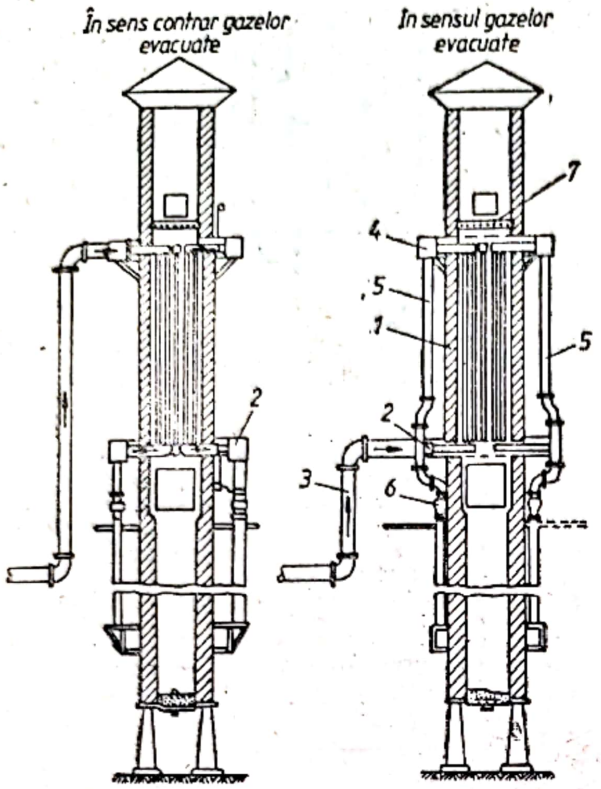


Fig. S.58. Instalație de recuperare pentru cubilouri:
1 — recuperator; *2* — colector inferior; *3* — conductă de aer rece; *4* — colector superior; *5* — conductă de aer cald; *6* — compensatoare; *7* — șibere.

ridicate, între cuptor și preîncălzitorul de aer se montează serpentinele de vaporizare ale unui cazan de abur recuperator, ceea ce are ca efect creșterea capacității de producție a cuptorului și mărirea randamentului de utilizare a combustibilului.

În industria cimentului. La ieșirea din cuptoarele rotative, rezultă mari cantități de căldură la temperaturi de 400—750°C (în funcție de tipul procedeului utilizat — umed sau uscat), recuperarea energiei termice conținută de gazele de ardere fiind realizată pentru producerea de abur și apă fierbinte. **S. de r. a c.** gazelor evacuate de la un cuptor rotativ care funcționează după procedeul uscat este prezentată în fig. S.59. Pentru procedeul umed de obținere a clinckerului se obține abur saturat, datorită temperaturilor mai scăzute cu care ies gazele din cuptor (400—450°C). Aburul produs în cazanele recuperatoare are, în general, parametrii: 40 bar și 450°C.

În industria chimică S. de r. a c. prezintă o mare varietate, ele fiind dependente de tehnologia adoptată, de restricțiile privind parametrii de proces, precum și de modul de utilizare a energiei recuperate. În continuare, se prezintă cîteva s. de r. a c. specifice instalațiilor tehnologice.

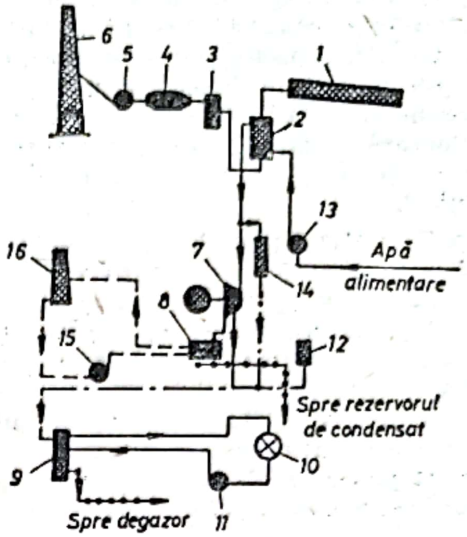


Fig. S.59. Sistem de recuperare a căldurii de la instalația de producere a clincherului prin procedeul uscat:
1 — cuptor rotativ; *2* — cazan recuperator; *3* — baterie de cicloane; *4* — electrofiltre; *5* — exhaustor; *6* — coș de fum; *7* — turbină de abur; *8* — condensator; *9* — boilere de termoficare; *10* — sistem de termoficare; *11* — pompă de circulație; *12* — consumator de abur; *13* — pompă de alimentare; *14* — stație de reducere-răcire; *15* — pompă de apă de răcire; *16* — turn de răcire.

La uzinele de anvelope, aburul provenit de la autoclave și de la expandorul de condensat al instalațiilor de încălzire cu abur (Fig. S.60)

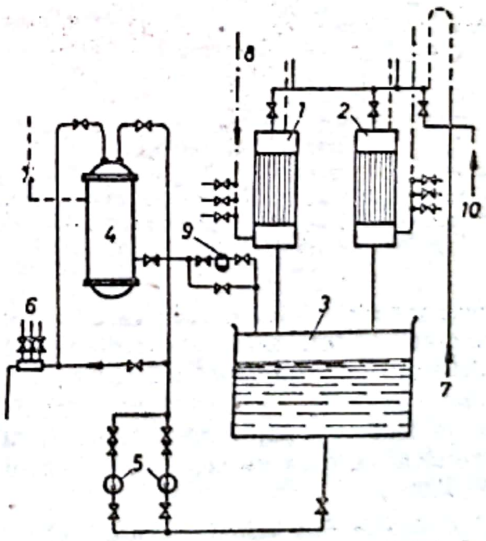


Fig. S.60. Sistem de recuperare a căldurii aburului care a lucrat la autoclave:
1, 2 — schimbătoare de căldură; *3* — rezervor pentru apă caldă; *4* — schimbător de căldură de suprafață (este alimentat cu abur viu atunci cînd nu funcționează autoclavele); *5* — pompe de circulație; *6* — colector distribuitor; *7* — conductă retur; *8* — conducte pentru condensat recuperat; *9* — oală de condensat; *10* — conductă pentru apă de adaos.

Scanned with OKEN Scanner

intră în schimbătoarele de căldură *1* și *2*, unde cedează căldura apei reci. Apoi, apa încălzită și condensatul intră în rezervorul *3*, fiind preluată de pompele *5* care o trimit la consumator. Atunci cînd autoclavele nu funcționează, încălzirea apei se realizează cu abur de joasă presiune în schimbătorul de căldură *4*.

La instalația de producere a acidului sulfuric, o etapă importantă o constituie calcinarea materiilor prime care conțin sulf (în special a piritei) pentru obținerea gazului sulfuros. La calcinarea piritei la temperaturi de 1 400—1 500°C în cicloane verticale, cu separarea masei calcinate în stare topită, se obțin temperaturi ridicate ale gazelor rezultate din acest proces. **S. de r. a c.** este integrat în schema energotehnologică (Fig. S.61). Instalația

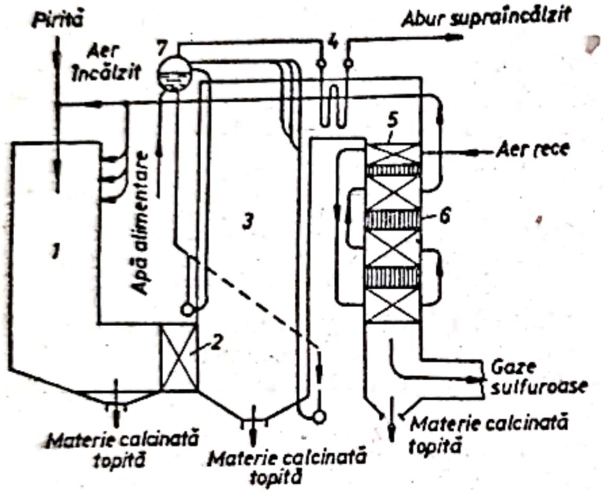


Fig. S.61. Sistem de recuperare a căldurii de la calcinarea calcopiritei:
1 — cameră ciclon; *2* — separator de zgură; *3* — cazan granular de zgură; *4* — supraîncălzitor convectiv; *5, 6* — preîncălzitoare de aer; *7* — tambur.

se compune din: ciclonul *1*, în care se realizează calcinarea piritei, aerul de ardere fiind preîncălzit pînă la temperatura de 450—500°C; cazanul de abur recuperator, amplasat în granulatorul *3* și supraîncălzitorul *4*, în zona convectivă în care gazele au temperatura de 700—750°C.

Instalațiile din industria chimică sînt mari consumatoare de energie mecanică necesară antrenării compresoarelor tehnologice (puterile necesare pot depăși chiar 15 MW/unitate), a pompelor, a suflantelor etc. Antrenarea se realizează cu turbine de abur sau gaze, agentul termic de antrenare al acestor mașini fiind obținut, de obicei, prin recuperarea căldurii din instalațiile tehnologice. În figurile S.62 și S.63 sînt prezentate sistemele de antrenare a turbocompresoarelor din instalațiile respective. Sînt

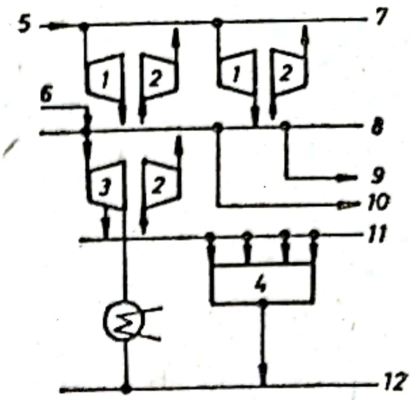


Fig. S.62. Sistem de antrenare a turbocompresoarelor cu turbine de abur cu contrapresiune și cu priză și condensație:
1 — turbine cu contrapresiune; *2* — turbocompresoare; *3* — turbină cu priză și condensație; *4* — consumator de abur; *5, 7* — abur de înaltă presiune; *6, 8* — abur de medie presiune; *9, 10, 11* — abur la joasă presiune; *12* — bară de condensat.

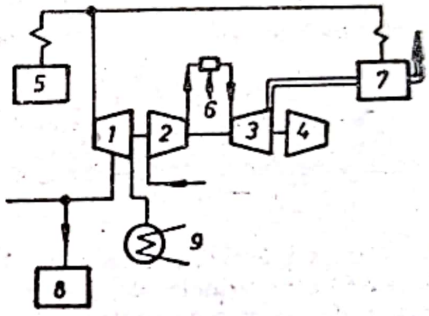


Fig. S.63. Sistem de recuperarea căldurii de la turbina cu gaze:
1 — turbina cu abur; *2, 4* — turbocompresoare; *3* — turbină cu gaze; *5* — cazan de abur; *6* — cameră de ardere; *7* — cazan de abur recuperator; *8* — consumator abur; *9* — condensator abur.

situații în care debitul de abur obținut din căldura recuperată depășește necesarul pentru antrenările proprii, excedentul fiind utilizat în turbine cu abur care antrenează generatoare electrice (ex. de la recuperarea căldurii de la fabricile de acid sulfuric pot rezulta puteri electrice de 3—4 MW). Parametrii aburului recuperat pot fi de 100 bar, 500°C (amoniac Kellogg), 30 bar, 430°C (acid sulfuric) etc.

Tot în industria chimică, la cuptoarele de cracare a hidrocarburilor, recuperarea căldurii se poate realiza, în principal, prin următoarele moduri: preîncălzirea aerului destinat arderii; obținerea de abur sau apă supraîncălzită.

În figura S.64 sînt prezentate schemele de principiu ale sistemelor de preîncălzire a aerului, utilizate frecvent la astfel de cuptoare.

Scanned with OKEN Scanner

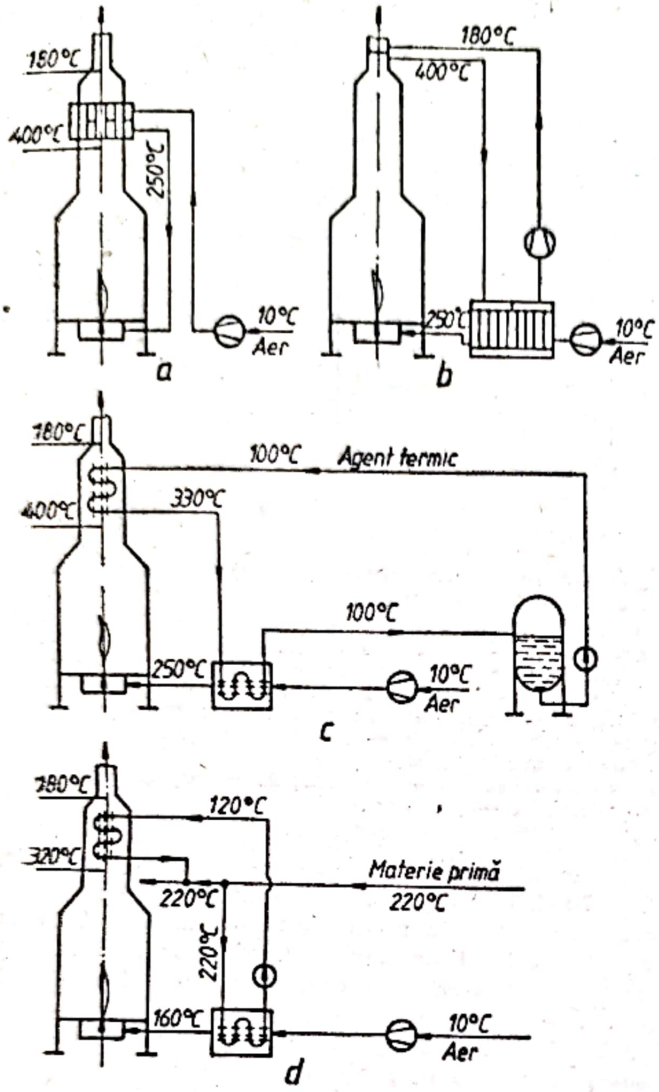


Fig. S.64. Sisteme de recuperare a căldurii prin preîncălzirea aerului, de la cuptoarele din petrochimie.

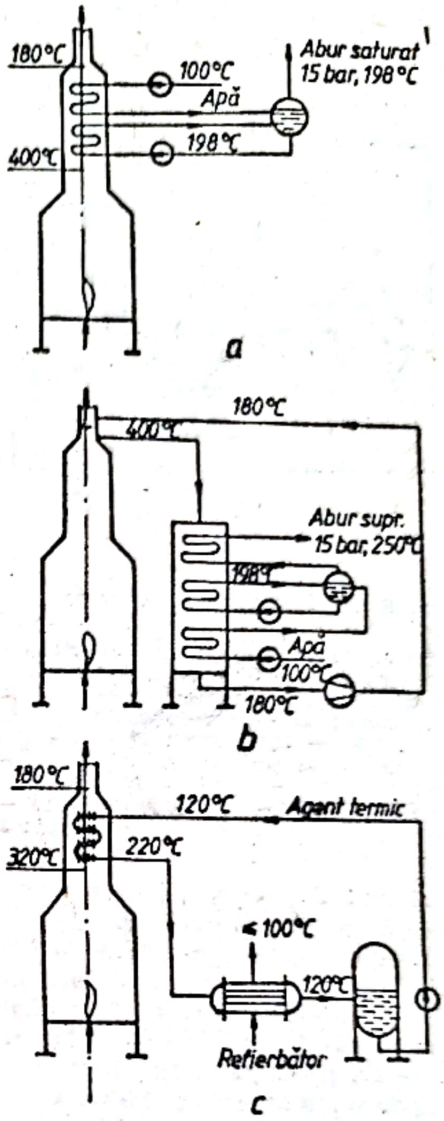


Fig. S.65. Sisteme de recuperare a căldurii de la cuptoarele din petrochimie, în scopul obținerii de abur, sau de utilizare în scopul vaporizării fluidului tehnologic.

Tipul din figura S.64, *a* este constituit din preîncălzitorul de aer amplasat la ieșirea gazelor din zona convectivă a cuptorului. În figura S.64 *b*, preîncălzitorul de aer este amplasat în exteriorul cuptorului, avînd avantajul unui montaj și al unei exploatări mai ușoare, dezavantajul constînd în faptul că pierderile de presiune pe partea de gaze cresc. În figura S.64 *c* este prezentat un preîncălzitor de aer care utilizează ca agent intermediar difilul, cu proprietăți termodinamice și de transfer de căldură bune, ceea ce conduce la obținerea unor coeficienți globali de transfer de căldură ridicați (100—200 W/m²K) și, deci, rezultă suprafețe reduse de transfer termic. În figura S.64 *d*, este prezentat un sistem de preîncălzire la care se utilizează ca fluid intermediar de transfer de căldură între gaze și aer o parte din debitul de materie primă în stare lichidă care alimentează cuptorul.

Recuperarea căldurii în scopul producerii de abur sau de vapori de hidrocarburi poate utiliza unul din sistemele de recuperare ilustrat în figura S.65.

În figura S.65 *a*, sistemul de recuperare este prevăzut cu un generator de abur saturat cu circulație forțată multiplă asigurată de o pompă de circulație (multiplul de circulație este de 5—10).

Sistemul prezentat în figura S.65 *b*, produce abur supraîncălzit cu un cazan cu circulație multiplă. Zona cazanului recuperator este amplasată separat de cuptorul tehnologic; se deviază numai o parte din gazele de ardere, exploatarea cuptorului fiind mai ușoară.

Scanned with OKEN Scanner

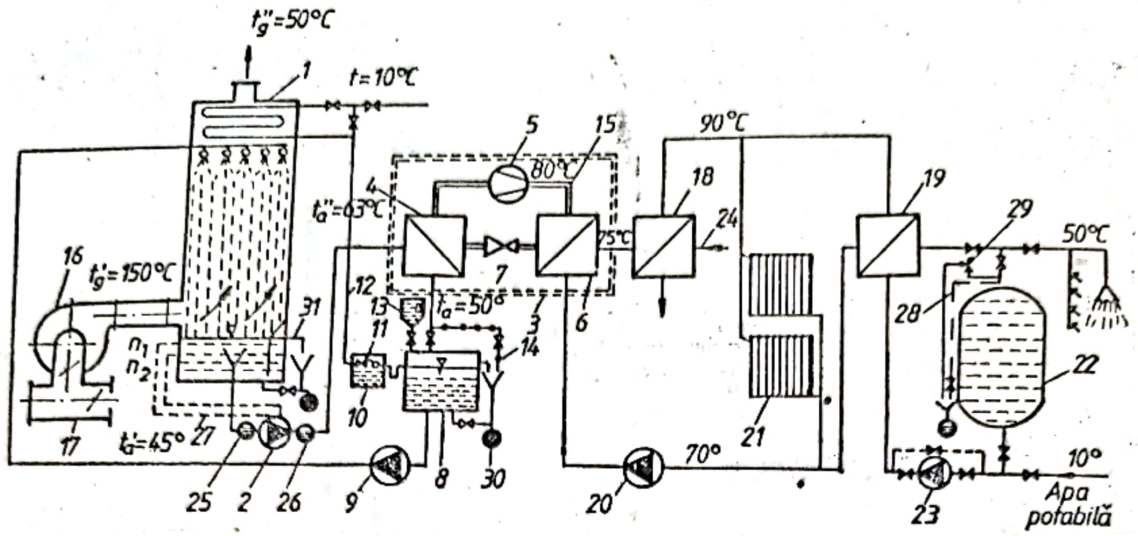


Fig. S.66. Sistem de recuperare a căldurii gazelor de ardere provenite de la cazanele energetice, cu scruber și pompă de căldură:

1 — scruber; *2* — pompă de circulație; *3* — pompă de căldură; *4* — vaporizator; *5* — compresor; *6* — condensator; *7* — ventil de laminare; *8* — rezervor agent primar răcit; *9* — pompă de pulverizare; *10* — rezervor de apă de adaos; *11* — ventil cu plutitor; *12* — apă de adaos; *13* — rezervor de soluție inhibitoare; *14* — circuit de purjare; *15* — circuit de freon; *16* — exhaustor; *17* — canal de fum; *18, 19* — schimbătoare de căldură; *20* — pompă de circulație pentru încălzire; *21* — elemente de încălzire; *22* — acumulator de apă caldă sanitară; *23* — pompă de circulație de apă caldă sanitară; *24* — agent cu potențial termic ridicat; *25, 26* — filtre de apă; *27* — buclă automatizare; *28* — aerisire; *29* — supapă de siguranță; *30* — canalizare; *31* — preaplin.

Sistemul de recuperare din figura S.65 *c*, utilizează ca agent de căldură ulei de tip difil, căldura recuperată fiind dată în refierbător.

Atunci cînd recuperarea căldurii gazelor sau a altor agenți termici se poate realiza pînă la temperaturi mai joase, în sistemul de recuperare se introduc, pe lîngă aparatele de producere a apei calde sau a aburului, și instalații frigorifice cu absorbție (de obicei cu NH_3 sau BrLi), frigul obținut (−5°C−5°C) fiind utilizat în diverse instalații tehnologice (ex.: separarea hidrocarburilor ușoare, fabricarea cauciucului sintetic, fabricarea amoniacului etc.).

Pentru valorificarea căldurii reziduale a gazelor de ardere ieșite de la diverse agregate termice și care au potențial termic coborît (sub 180°C) se poate utiliza sistemul de recuperare cu scrubere. În figura S.66 este prezentată schema funcțională a unui sistem de recuperare cu scruber și instalație cu pompă de căldură, acesta fiind amplasat pe canalul de evacuare a gazelor al unui cazan energetic. Prin intermediul exhaustorului *16*, sînt aspirate gazele de ardere din canalul de fum *17*, fiind refulate în scruberul fără umplutura *1*, din care gazele ies cu temperatura de 50°C. Căldura conținută de apa din circuitul primar care s-a încălzit de la gazele de ardere în scruber este preluată prin vaporizatorul de freon *4*, care e comprimat cu compresorul *5* și introdus în condensatorul *6* unde cedează căldură apei din circuitul secundar care se încălzește pînă la 70°C. În continuare, apa este încălzită de un alt agent termic recuperator de căldură pînă la 90°C, fiind acumulată în rezervorul *22* la care sînt racordați consumatorii. Sistemul prezentat în figura S.66 realizează un grad înalt de recuperare a căldurii, iar cu ajutorul scruberului se recuperează și o parte din căldura conținută de vaporii din gazele de ardere. Una din problemele delicate ale acestui sistem de recuperare o constituie gradul înalt de corosivitate a agentului termic primar, mai ales atunci cînd temperatura scade sub punctul de rouă. În acest scop, suprafețele de transfer termic care vin în contact cu agentul termic corosiv sînt protejate cu emailuri speciale, teflon, iar pompele și armăturile trebuie să fie construite adecvat. Ca inhibitori de coroziune se utilizează utropina (rezervor *13*).

În cazul cuptoarelor industriale, recuperarea căldurii gazelor de ardere reziduale (evacuate de la instalațiile de recuperare tehnologică), de preîncălzire sau de recuperare energetică se poate realiza printr-un sistem de scrubere (Fig. S.67). Apa caldă din circuitul primar, după ce s-a încălzit de la gazele de ardere la trecerea prin scruberele *1*, este colectată în rezervorul *2*, de unde este pompată cu pompa *3* în schimbătorul de căldură *6*, care constituie treapta a doua de încălzire a apei (prima treaptă este constituită din serpentinele montate

Scanned with OKEN Scanner

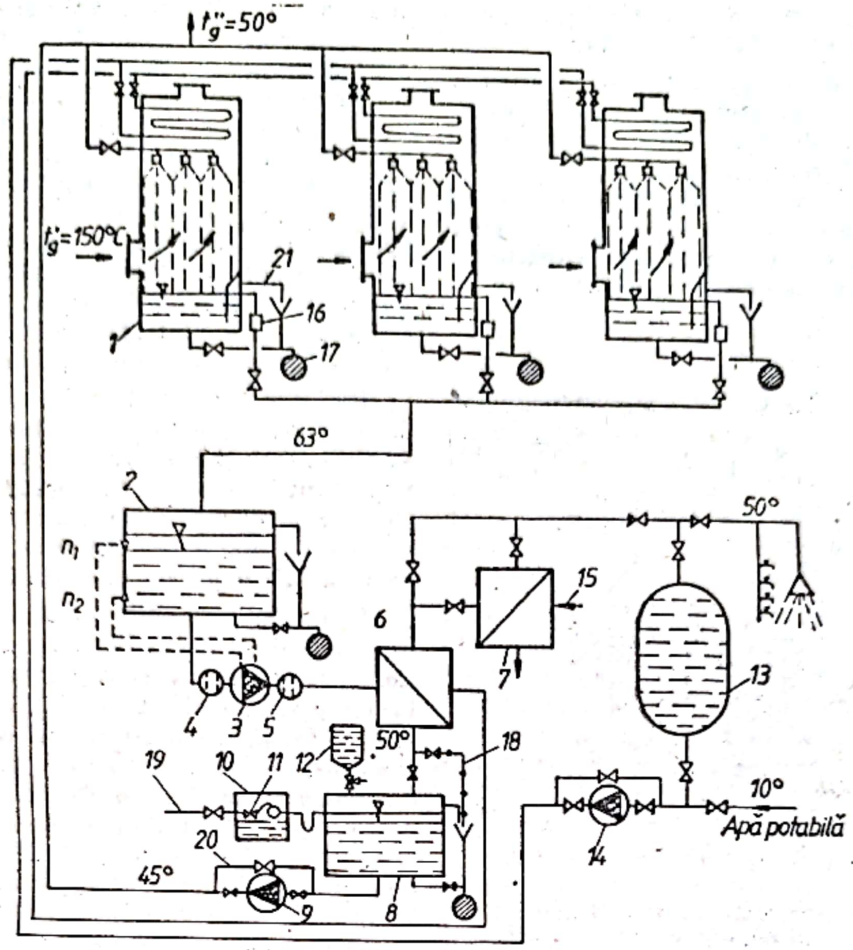


Fig. S.67. Sistem de recuperare a căldurii gazelor de ardere de la cuptoarele industriale:

1 — scruber; *2* — rezervor acumulator de agent termic primar; *3* — pompă de circulaţie; *4, 5* — filtre de apă; *6, 7* — schimbătoare de căldură; *8* — rezervor pentru agent primar rece; *9* — pompă de pulverizare; *10* — rezervor pentru apă de adaos; *11* — ventil cu plutitor; *12* — rezervor pentru soluţie inhibitoare; *13* — rezervor-acumulator de apă caldă pentru consum igienic; *14* — pompă cu circulaţie de apă caldă pentru consum igienic; *15* — agent cu potenţial termic ridicat; *16* — semnalizator electric de scurgere; *17* — canalizare; *18* — circuitul purjei; *19* — apă de adaos; *20* — circuit de recirculare; *21* — preaplin.

în scrubere). Apoi, apa din circuitul primar, după ce iese din schimbătorul *6*, este colectată în rezervorului *8*, de unde este aspirată de pompa de pulverizare *9* şi pulverizată în scrubere. În rezervorul *8*, se introduce apa de adaos din rezervorul *10* şi soluţia cu inhibitorul de coroziune din rezervorul *12*. Ca măsură împotriva coroziunii se prevede şi purja continuă a circuitului de agent primar (circuitul *18*). Debitul purjei se stabileşte astfel, încît în 24 de ore să se schimbe întregul volum de apă din circuitul primar. Dacă din anumite motive, apa din circuitul secundar nu se încălzeşte la 50°C în schimbătorul de căldură *6*, atunci se introduce o încălzire suplimentară cu un agent termic de potenţial termic mai ridicat (abur de joasă presiune sau apă fierbinte). Apa rece din rezervorul *13*, care a luat locul celei calde la golirea acumulatorului, este încălzită în serpentinele scruberelor şi în schimbătorul de căldură *6*, prin recirculare.

Recuperarea căldurii de la gazele de ardere cu temperatură scăzută (100—250°C) se poate realiza eficient prin utilizarea în schema de recuperare a schimbătoarelor de căldură de tipul regeneratoarelor. Prin acest mod de recuperare, parametrii aerului preîncălzit la ieşire se pot apropia de cei ai gazelor de ardere. În situaţia folosirii schimbătoarelor de căldură prin suprafaţă, aria necesară transferului de căldură ar fi fost foarte mare. Ca umplutură se pot utiliza materiale ceramice sau metalice. În cazul utilizării materialelor cu umplutură metalică, se realizează un nivel termic relativ scăzut, în timp ce în cazul regeneratoarelor cu umplutură ceramică se realizează un înalt nivel de preîn-

Scanned with OKEN Scanner

călzire a aerului, ele fiind utilizate aproape în exclusivitate la cuptoarele industriale.

În figura S.68 este prezentat s. de r. a c. cu regeneratoare, temperatura gazelor de ardere la intrare fiind de 150°C. În cadrul schemei sînt prevăzute două regeneratoare, unul fiind în faza de încălzire, iar celălalt în faza de răcire. Funcție de temperatura minimă admisă a aerului preîncălzit, se inversează fazele regeneratoare cu ajutorul unor clapete inversoare *10* și *11*, montate la intrarea și ieșirea din regenerator. La terminarea comutării, cînd s-au restabilit noile circuite, se continuă o scurtă perioadă de timp eșaparea în atmosferă, în vederea evacuării pernei de gaze de ardere din regeneratorul intrat în faza de răcire (clapeta *12*), prin care circulă aerul, pentru a nu pătrunde gazele de ardere în spațiile *16*. După epuizarea acestei faze, inversorul de eșapare *12* se comută, permițînd refularea aerului cald spre utilizator. Gazele de ardere sînt aspirate din canalul *2*, de pe traseul direct la coșul de fum *4*, de exhaustorul *3*, care refulează în regeneratoare.

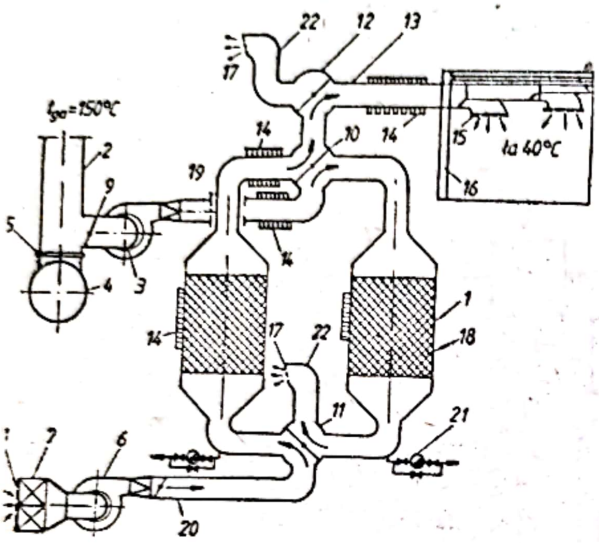


Fig. S.68. Sistem de recuperare a căldurii din gazele de ardere provenite de la cazanele industriale, cu regeneratoare:
1 — regenerator; *2* — canale de gaze de ardere; *3* — exhaustor; *4* — coș de fum; *5* — registru; *6* — ventilator de aer; *7* — filtru de aer; *8* — priză de aer; *9* — clapetă-fluture; *10, 11* — vane inversoare; *12* — vană de eșapare; *13* — tubulatură de aer cald; *14* — izolație termică; *15* — gură de refulare; *16* — incintă încălzită; *17* — plasă de sîrmă; *18* — umplutură regenerator; *19* — gaze de ardere; *20* — aer; *21* — oală de condensat cu plutitor; *22* — eșapare.

Reducerea pierderilor de abur și condensat de la diferitele instalații producătoare sau consumatoare de abur conduce la realizarea unei importante economii de combustibil, necesară producerii aburului, la reducerea necesarului de apă de adaos și a consumurilor specifice de căldură la agregatele consumatoare.

În figura S.69, este dată schema de utilizare a căldurii condensatului în sistem închis. Condensatul de la consumator este returnat la temperatura de 110—150°C în expandoarele *3*. De aici, condensatorul este evacuat în rezervoarele *1*. Aburul din expandoarele *3* este introdus în sistemul format din ejectoarele *4* și comprimat cu abur de înaltă presiune din exterior, pînă la presiunea de 2—2,2 bar și temperatura de 200—220°C, fiind utilizat apoi la consumatorii de abur de joasă presiune.

Atunci cînd aburul uzat este impur, se recomandă utilizarea indirectă a acestuia (Fig. S.70). Preîncălzitorul de apă *4* utilizează abur uzat la presiunea de 1,3—1,5 bar, asigurînd încălzirea apei pînă la 85—90°C. Preîncălzitorul de vîrf *6* intră în funcțiune atunci cînd temperatura exterioară scade sau cînd apa trebuie să fie supraîncălzită pînă la temperaturi de 120—130°C.

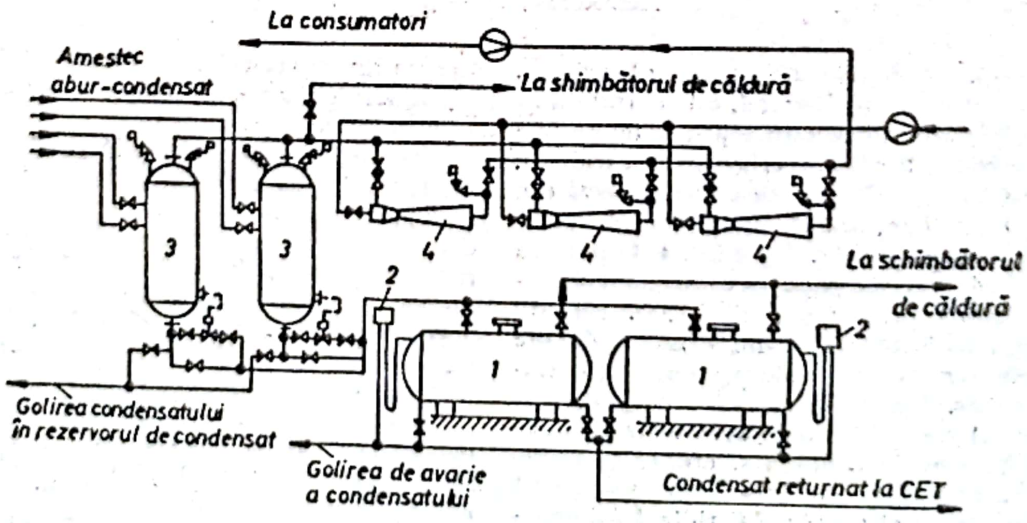


Fig. S.69. Sistem de recuperare a căldurii condensatului:
1 — rezervoare de condensat; *2* — preaplin; *3* — expandoare; *4* — ejectoare.

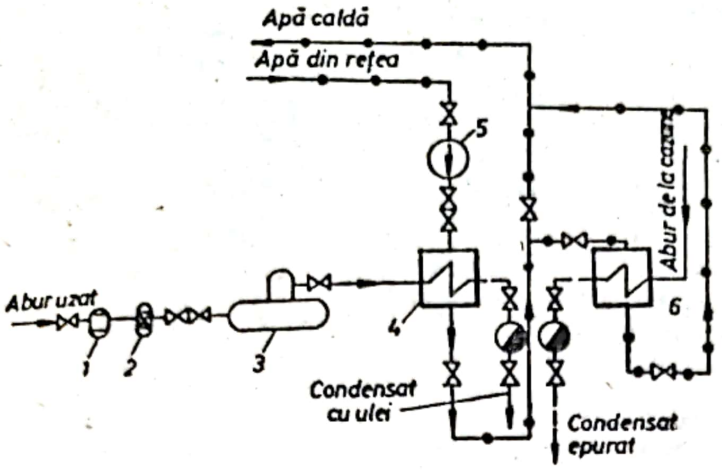


Fig. S.70. Sistem de recuperare a aburului uzat prin schimbătoare de suprafață:
1, 2 — separatoare de impurități mecanice și de ulei; *3* — acumulator de abur uzat; *4* — preîncălzitor de apă-abur uzat; *5* — pompă de circulație; *6* — preîncălzitor de apă-abur.

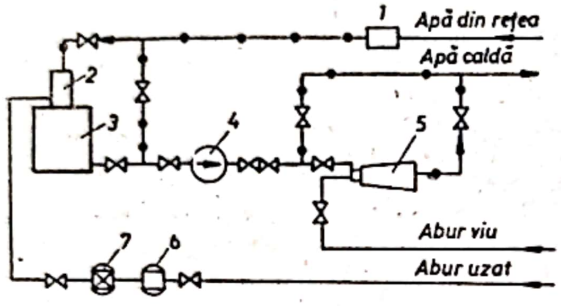


Fig. S.71. Sistem de recuperare a aburului uzat prin schimbătoare de amestec și ejector:
1 — decantor; *2* — preîncălzitor de amestec; *3* — rezervor colector; *4* — pompă de apă caldă; *5* — ejector apă-abur cu rol de preîncălzire; *6, 7* — separatoare de impurități și de ulei.

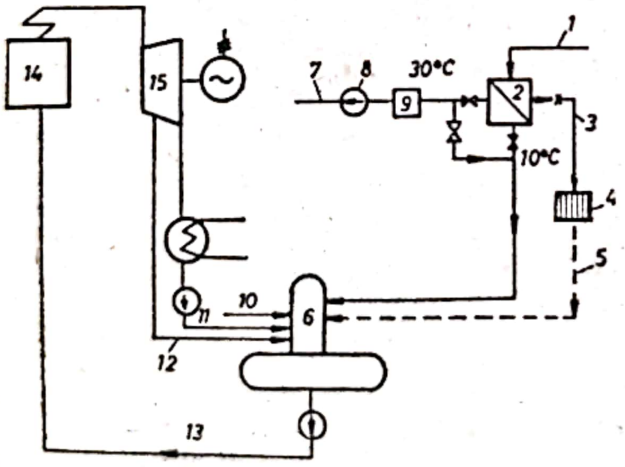


Fig. S.72. Sistem de recuperare a aburului uzat, de la ciocanele de abur, pentru preîncălzirea apei de adaos a C.E.T. proprii:
1 — abur uzat de la ciocane; *2* — preîncălzitor al apei de adaos; *3* — condensat impur; *4* — separator de ulei; *5* — condensat curat; *6* — degazor; *7* — apă de adaos; *8* — pompă de apă de adaos; *9* — stație de epurare chimică; *10* — condensat recuperat; *11* — condensat principal; *12* — abur de la priza turbinei; *13* — apă de alimentare; *14* — cazan de abur; *15* — turbină de abur.

Pentru realizarea unui grad mai ridicat de recuperare a căldurii aburului uzat se utilizează sistemul de recuperare prin amestec apă-abur (Fig. S.71). Schema realizează o primă treaptă de preîncălzire a apei în schimbătorul de amestec *2*, a doua treaptă de încălzire fiind realizată de un ejector apă-abur care funcționează cu abur viu sau abur uzat. Soluția prezintă dezavantaj prin faptul că se pierde condensatul ce s-ar fi format din abur.

În întreprinderile constructoare de mașini, de la ciocanele de abur rezultă mari cantități de abur uzat care, de cele mai multe ori, este impurificat cu ulei. Pentru recuperarea căldurii aburului uzat se poate folosi preîncălzirea apei tratate chimic (Fig. S.72). Condensatul este separat de ulei în utilajul *4* și reintrodus în circuitul centralei termice.

SISTEM DE UNGERE. Ansamblu de echipamente și piese, care asigură ungerea mașinii și reducerea frecării dintre piesele în mișcare ale acesteia, în vederea micșorării pierderilor de energie și evitării unor încălziri excesive a pieselor care pot provoca griparea suprafețelor de contact (v. Gripare).

S. de u. realizează ungerea suprafețelor în frecare cu diferite produse care reduc coeficientul de frecare. Cele mai importante sînt uleiurile, în special uleiurile minerale. În unele cazuri, se utilizează și uleiuri animale (ulei de os sau de balenă) sau uleiurile vegetale (de măsline, ricin etc.). De asemenea, se folosesc uleiuri sintetice, cum sînt uleiurile siliconice care au o variație foarte mică a viscozității, în funcție de temperatură, rezistînd bine la încălzire. Un alt tip de lubrifiant utilizat în **s. de u.** sînt unsorile consistente, obținute prin emulsionarea uleiurilor minerale și săpunuri de calciu, litiu, sodiu etc. care rămîn viscoase pînă la temperaturi ridicate (120—200°C).

La viteze mari de alunecare și presiuni ridicate, se folosesc numai uleiuri, în multe cazuri aditivate cu preparate speciale, care asigură o aderență mare la suprafețe, o rezis-

tență mai mare a filmului de ulei la presiune și vîscozitate mai stabilă la diverse temperaturi.

Unsorile consistente se folosesc la viteze reduse de alunecare (mașini care nu necesită o ungere foarte bună, puncte de ungere greu accesibile și la mașini unde pierderile de ulei sînt nedorite (ex.: ungerea articulațiilor la autovehicule și în industria alimentară).

În anumite cazuri, se utilizează și lubrifianți solizi, cum sînt grafitul sub formă de fulgi sau praf și bisulfura de molibden, numită și molicot. De asemenea, în cazul unor gaze ce produc explozia în contact cu uleiul, cum este cazul oxigenului, mașinile trebuie să folosească materiale lubrifiante solide (ex.: teflon) sau uleiuri sintetice.

S. de u. care utilizează lubrifianții menționați pot fi individuale sau în circuit. Acționarea lor poate fi intermitentă, manuală, sau continuă, pe o anumită durată.

Cele mai simple **s. de u.** sînt cele individuale cu unsoare consistentă:

— ungătoarele cu șurub (tip Staufer), care se acționează manual intermitent (Fig. S.73)

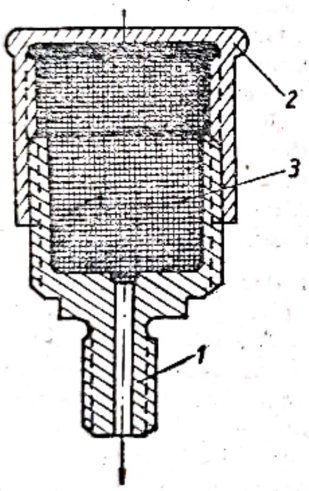


Fig. S.73. Ungător cu șurub, tip Staufer:
1 — corp; *2* — capac de presiune; *3* — unsoare consistentă.

presînd prin înșurubarea capacului *2* unsoare consistentă prin canalul corpului *1*, la locul de ungere.

— ungătoarele cu bilă (Tekalemit — Fig. S.74) care sînt, în prezent, folosite la ungerea cu unsori consistente și chiar cu uleiuri foarte vîscoase (tip valvolină) a articulațiilor de la diferite organe de mașini (articulațiile de suspensie și direcție de la automobile, a arborilor cardanici etc.). Ungerea se face manual, intermitent, cu diferite feluri de prese, cu șurub și racord (Fig. S.74 *a*) sau tip pistol cu împingere

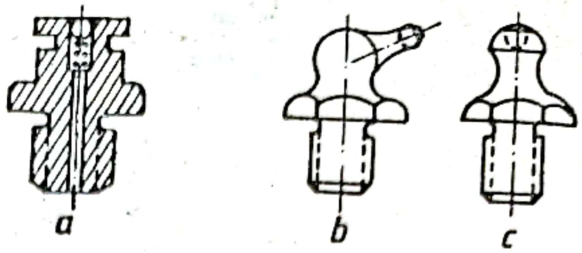


Fig. S.74. Ungătoare cu bilă (gresoare): *a* — cu presă cu șurub și racord; *b*, *c* — cu pistol.

(Fig. S.74 *b*, *c*). O supapă cu bilă în ungător împiedică ieșirea unsorii după presare. Ungătorul cu bilă se poate plasa la distanță, fiind legat cu conducte la locul de ungere (pentru vehicule este denumit gresaj central).

Pentru ungerea individuală cu ulei se poate folosi o cană cu cioc, în care se picură ulei la locurile de ungere, sistem ce se folosea la unele părți ale mecanismelor locomotivelor cu abur ca și la unele transmisii, mori, mașini agricole etc.

Ungerea cu fitil este o ungere permanentă, constantă, atîta timp cît uleiul din vas se completează la timp. În figura S.75 este prezentat

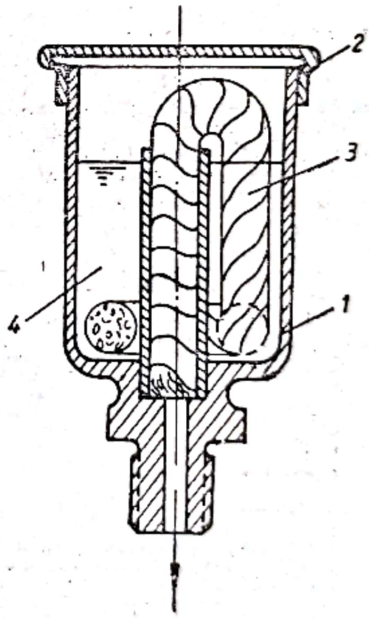


Fig. S.75. Ungător cu fitil:
1 — corp; *2* — capac; *3* — fitil; *4* — baia de ulei.

un dispozitiv de ungere cu fitil care absoarbe uleiul din baie și îl face să picure prin canalul paharului la locul de ungere. Un alt exemplu de ungere cu fitile sînt cuzineții cu alunecare pentru osiile vagoanelor și ale locomotivelor cu abur (acest tip de lagăr este pe cale de dispariție, fiind înlocuit cu rulmenți, care sînt mai robuști și nu consumă ulei; rulmenții sînt capsulați și unși cu unsori consistente de calitate).

Scanned with OKEN Scanner

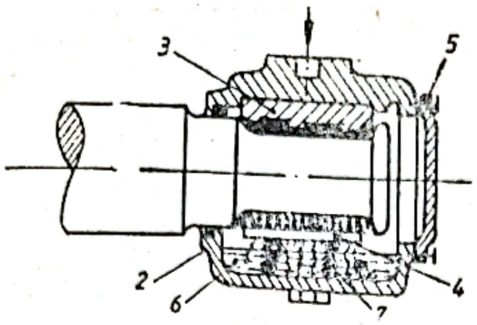


Fig. S.76. Cutie de unsoare cu pernă și fitile:
1 — osie vagon; *2* — cutie de unsoare; *3* — cuzinet; *4* — pernă cu fitile; *5* — capac; *6* — baia de ulei; *7* — arcuri.

În figura S.76 este prezentată o cutie de unsoare pentru o osie de vagon.

Un dispozitiv de ungere, utilizat la mașini mai simple, este picurătorul de ulei cu ac. Este un **s. de u.** individual cu acțiune permanentă cît timp conține ulei, respectiv cît timp uleiul este completat la timp. Cu acest **s. de u.** se poate regla bine cantitatea de ulei ce urmează să picure (Fig. S.77). Prin răsucirea în poziție verticală a butonului *8*, acesta ridică acul *4* și uleiul începe să picure, ceea ce se poate observa în tubul de sticlă *12*. Curgerea picăturilor se poate regla cu piuliță *7*.

Mai puțin răspîndite sînt **s. de u.** la care transportul uleiului picurat într-un inel este dus la locul de ungere prin forța centrifugă. Un astfel de sistem este folosit la locomotive și vagoane, la care un disc montat pe capul osiei ia ulei din baia cutiei de unsoare și îl ridică deasupra, unde acesta este cules de un raclor și condus la cuzinet (Fig. S.78).

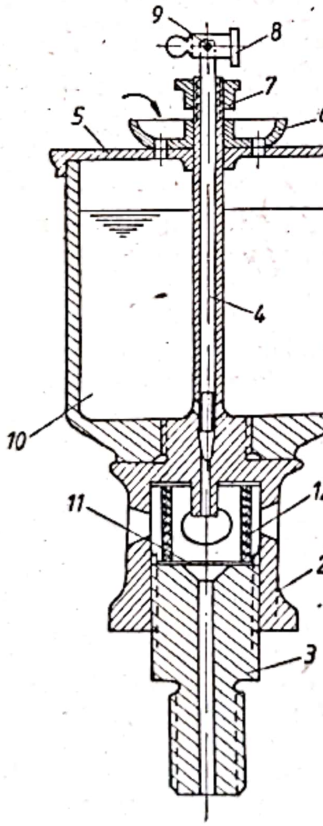


Fig. S.77. Ungător prin picurare, reglabil:
1 — pahar; *2* — corp; *3* — racord; *4* — ac de reglaj; *5* — capac; *6* — pîlnie de umplere; *7* — piuliță de reglaj; *8* — buton de ridicare a acului; *9* — știft; *10* — baia de ulei; *11* — garnituri; *12* — tuburi de sticlă pentru controlul ungerii.

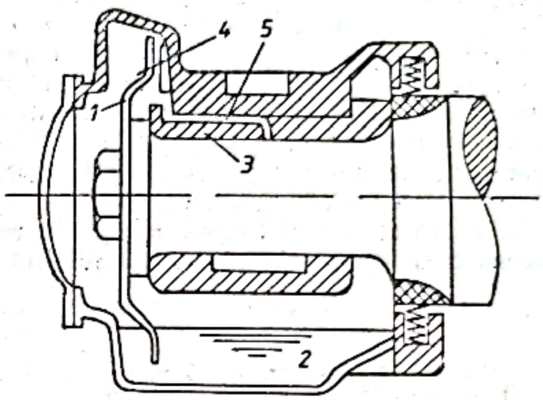


Fig. S.78. Cutie de unsoare cu disc (sistem Cosmovici):
1 — disc de ungere; *2* — baie de ulei; *3* — cuzinet; *4* — raclor; *5* — canal de ungere.

Pentru ungerea cu ulei la lagărele de transmisii sînt folosite și lagărele cu inel și baie de ulei (Fig. S.79). În acest caz, inele libere așezate pe arbore se rotesc și datorită frecării

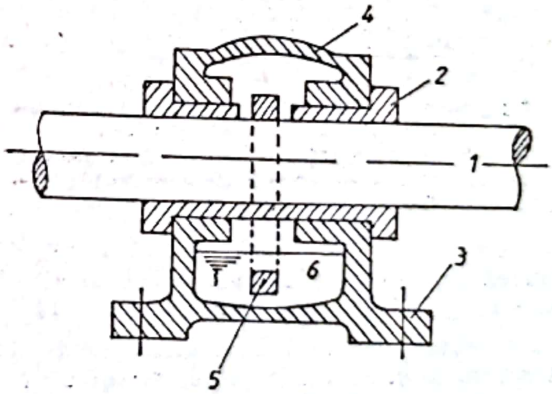


Fig. S.79. Lagăr de inel (liber) de ungere:
1 — arbore; *2* — cuzinet; *3* — corpul lagărului; *4* — capacul lagărului; *5* — inel; *6* — baie de ulei.

lor, ridică uleiul din baie. Aceste lagăre se construiesc dintr-o bucată sau din două jumătăți ca să se poată monta ușor la arborii lungi de transmisie. La viteze de rotație foarte mari însă, inelul nu mai este antrenat și ungerea este întreruptă. În acest caz, se folosesc inele fixe pe arbore care ajung în baie, uleiul antrenat

Scanned with OKEN Scanner

fiind recoltat în partea de sus cu un raclor şi condus la locurile de ungere, asemănător cu s. de u. prezentat în figura S.78.

S. de u. în circuit, utilizate cu precădere în construcţia maşinilor, realizează deplasarea uleiurilor de ungere prin conducte spre zonele cu suprafeţe de frecare şi introducerea lubrifiantului, sub presiune, între aceste suprafeţe. În unele cazuri, se utilizează şi s. de u. prin barbotaj. Astfel, la cutii cu angrenaje supuse la sarcini importante, se folosesc sisteme de ungere prin stropire, cu uleiuri speciale aditivate. Ele se folosesc şi la ungerea rulmenţilor cu sarcini ridicate. Un asemenea sistem este prevăzut cu o pompă care pulverizează uleiul prin duze montate la capătul unor conducte, la locurile necesare. În unele cazuri, situaţia se complică din cauză că angrenajele se pot roti în ambele sensuri şi pompele acţionate de acestea trebuie să asigure ungerea, indiferent de sensul de rotaţie. O astfel de pompă se redă schematic în figura S.80. Ea este folosită la

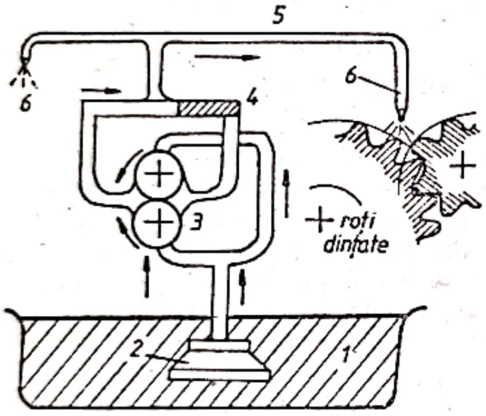


Fig. S.80. Pompă de ungere cu dublu sens şi circuitul de ungere:
1 — baie de ulei; *2* — sorb; *3* — pompă de ungere; *4* — sertar de comandă; *5* — conducte; *6* — duze de stropire.

ungerea în circuit a angrenajelor transmisiilo r finale de pe osiile unor locomotive.

La motoarele termice şi la alte maşini se folosesc s. de u. cu recirculaţie, destul de complexe. Un astfel de circuit, pentru un motor cu ardere internă este redat schematic în figura S.81. Ungerea este completată în aceste cazuri şi de uleiul ce curge de la locurile unde a fost condus prin conducte de presiune (1—5 bar), care lovind piesele în mişcare stropeşte suprafaţa cilindrului, ungînd-o în permanenţă şi prin barbotaj. Pe aceste circuite, în unele cazuri se montează şi radiatoare de ulei sau schimbătoare de căldură răcite cu apa de circuitul de răcire al motorului. De asemenea, se pot prevedea (la motoare cu puteri mari)

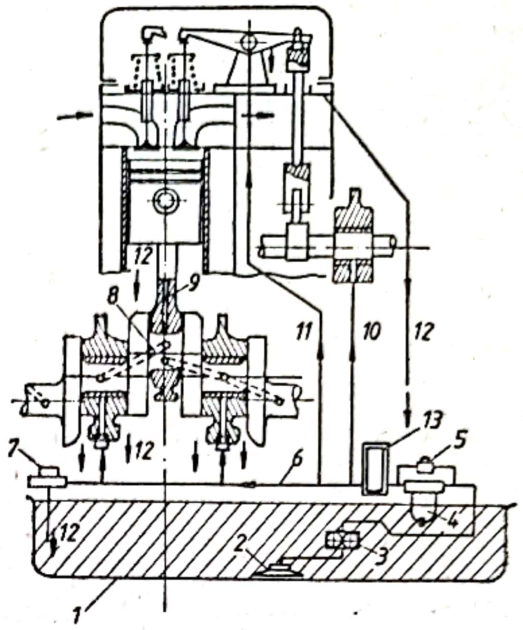


Fig. S.81. Ungere forţată în circuit pentru un motor cu ardere internă:
1 — baie de ulei; *2* — sorb; *3* — pompă de ulei; *4* — filtru de ulei; *5* — supapă de by-pass; *6* — rampă principală de ungere; *7* — supapă de reglaj a presiunii uleiului; *8* — canal de ulei în arbore; *9* — canal de ulei în bielă; *10* — conducte la arborele de came; *11* — conducte la culbutori şi tacheţi; *12* — scurgerea uleiului în baie; *13* — radiator de ulei (în unele cazuri).

şi filtre de ulei montate, de obicei, la ieşirea din supapa de reglaj sau pe o ramificaţie din rampa principală *6*.

În tehnica modernă se folosesc tot mai mult rulmenţi cu bile, role cilindrice, conice sau butoiaşe şi ace (role lungi de diametru mic) în locul cuzineţilor cu suprafaţă netedă care necesită metale neferoase ce devin tot mai scumpe şi deficitare (cupru, staniu, indiu etc.). Rulmenţii, în schimb, se fabrică aproape exclusiv din oţeluri în genere aliate cu crom. Pe lîngă aceasta, rulmenţii au nevoie de puţin lubrifiant, folosindu-se de obicei numai cel primit prin împroşcare, iar atunci cînd sînt închişi în cutii etanşe pot fi unşi la intervale foarte mari cu unsori consistente (recent şi cu mici cantităţi de unsori siliconice). Astfel, cutiile de unsoare de la osiile actuale ale vagoanelor şi locomotivelor, unse cu unsoare consistentă (valvolină specială), se revizuiesc o singură dată pe an, prin deschiderea capacului şi înlocuirea unsorii. În figura S.82 se prezintă ca exemplu două astfel de montaje: a) pentru vagoane şi unele locomotive hidraulice şi b) pentru locomotive diesel electrice de 2 100 CP, prima cu etanşare cu inel de pîslă la ieşirea osiei din cutia de unsoare şi o a doua cu etanşare cu labirint.

Scanned with OKEN Scanner

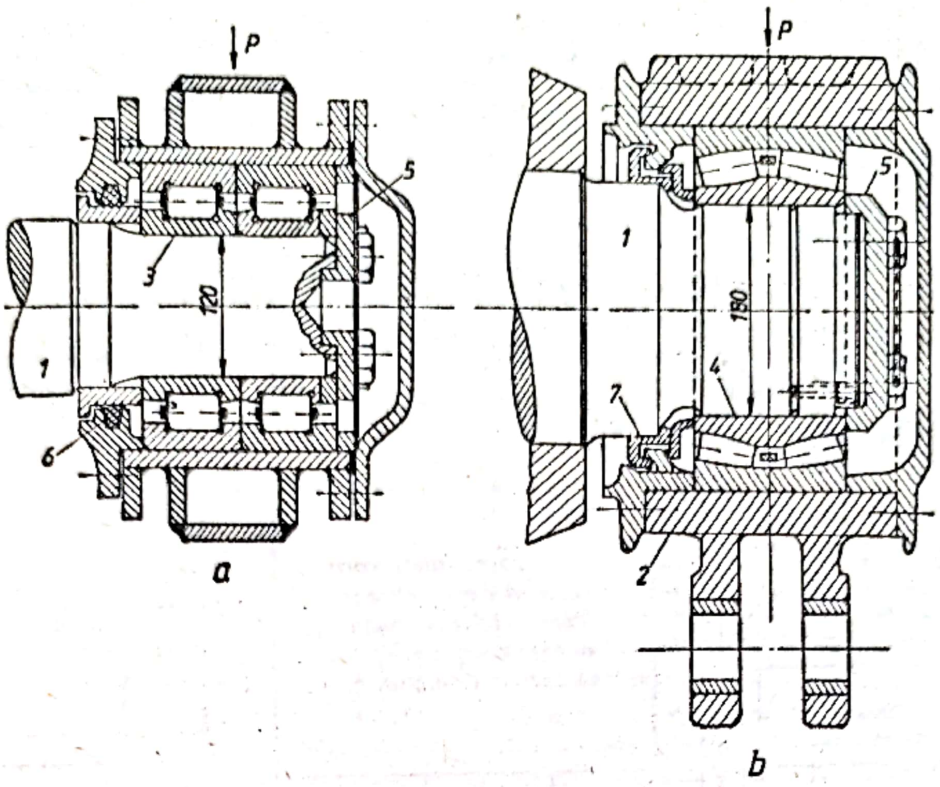


Fig. S.82. Cutii de unsoare cu rulmenți:
a — cutie de unsoare pentru locomotivă diesel-hidraulică — 450 CP, vagoane de marfă și de călători; *b* — cutie de unsoare pentru locomotivă diesel-electrică 2 100 CP.
1 — osie; *2* — carcasa cutiei de unsoare; *3* — rulmenți cu role cilindrice; *4* — rulment oscilant cu role butoiaș; *5* — capac de presare a rulmenților; *6* — inel de pîslă pentru etanșare; *7* — labirint de etanșare; *P* — sarcina.

SISTEM ENERGETIC. Ansamblu de instalații, echipamente și aparate în care se desfășoară procese de producere, conversie, transport, distribuție și, în final, de utilizare a unor resurse, forme sau purtători de energie. **S.e.** este un sistem cibernetic, cu legături directe între producție și consum, cu legături informaționale între consum și producție. Dimensiunile **s.e.**, complexitatea și dispoziția teritorială impun o organizare cibernetică la nivel central și regional și pe tipuri de purtători de energie. Dat fiind, că un **s.e.** este constituit dintr-un ansamblu de surse de energie care alimentează un ansamblu de consumatori, iar caracteristicile consumatorilor afectează în mod organic structura și funcționarea **s.e.** în ansamblu, consumatorii fac parte integrantă din sistem. În **s.e.** sînt incluse numai receptoarele de energie propriu-zise, nu și procesele tehnologice sau de altă natură care utilizează energia sub altă formă decît cea absorbită direct din sistem.

S.e., caracterizat printr-o mare complexitate și diversitate, se subdivide în subsisteme. În componența **s.e.** intră ca subsisteme: sistemul de extracție, transport, stocare și distribuție a cărbunelui (SEC), sistemul de extracție, transport, stocare și distribuție a petrolului (SEP), sistemul de extracție, transport și distribuție a gazelor naturale (SEG), sistemul național de producere, transport și distribuție a energiei electrice (SEE). În figura S.83

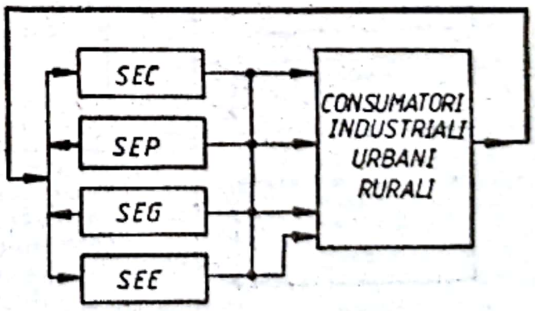


Fig. S.83. Legăturile informaționale între diferitele subsisteme energetice.

sînt prezentate legăturile dintre diferitele subsisteme componente ale **s.e.** Legăturile directe ale fiecărui subsistem cu consumatorii și legăturile dintre subsisteme conferă **s.e.** o complexitate deosebită, caracterizată printr-un volum mare de informații, pentru prelucrarea cărora sînt necesare calculatoare electronice.

Scanned with OKEN Scanner

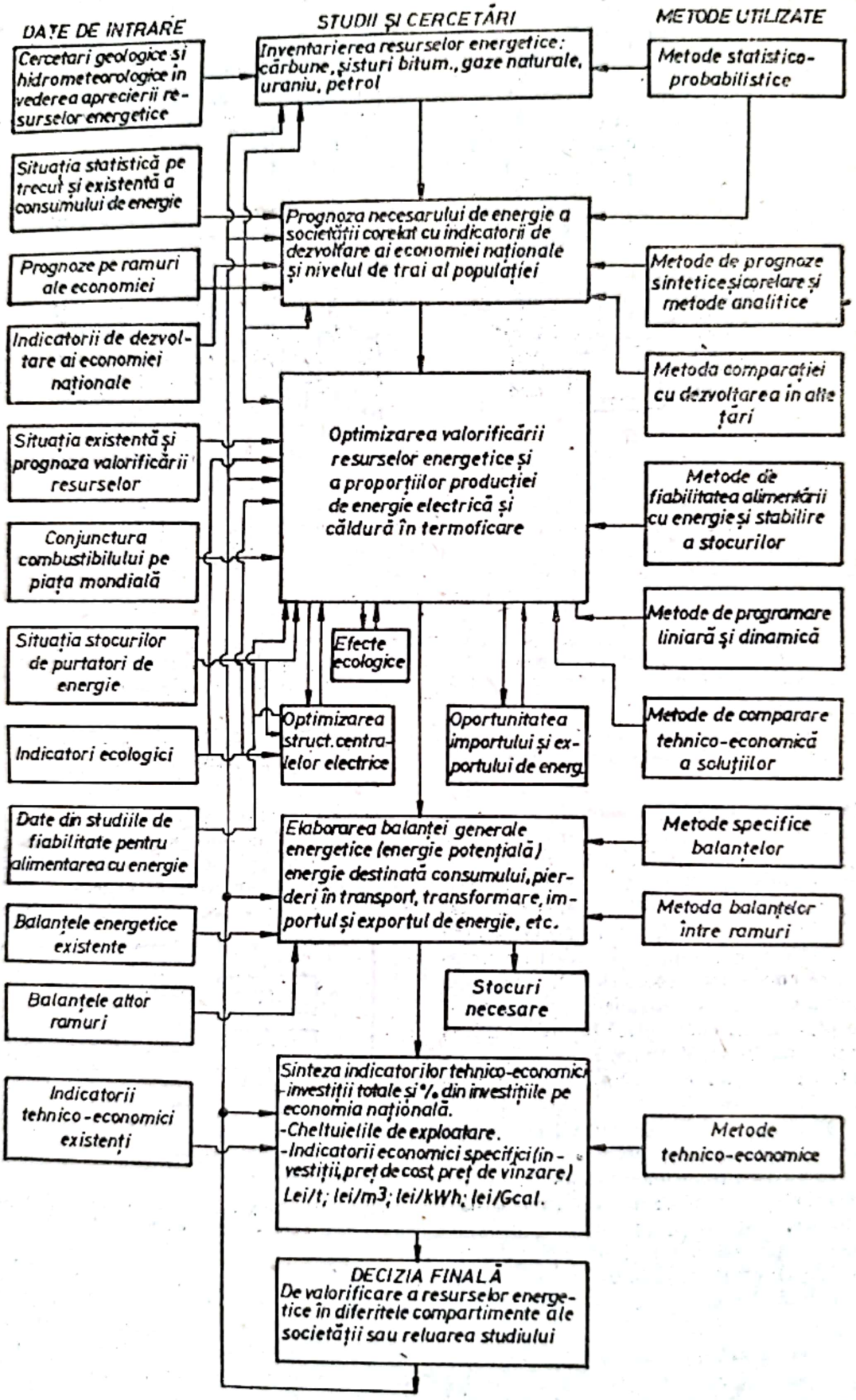


Fig. S.84. Schema logică a activităţilor necesare dezvoltării sistemului energetic.

Scanned with OKEN Scanner

În figura S.84 se prezintă schema activităților de concepție care trebuie desfășurată în vederea stabilirii programelor de dezvoltare a **s.e.** În această activitate se disting următoarele elemente:

a) Prospectarea și inventarierea resurselor energetice. Inventarierea resurselor energetice necesită prospecțiuni geologice, măsurători de debite ale rîurilor, ale vitezei vînturilor etc., în vederea aprecierii resurselor energetice de care dispune o anumită zonă geografică. Resursele energetice cuprind rezervele de cărbuni, țiței, gaze naturale, uraniu, șisturi bituminoase, ape geotermale, potențialul eolian, solar, hidraulic, al mareelor, valurilor etc.

b) Prognoza necesarului de energie. Aceasta cuprinde studii de perspectivă asupra unei perioade mari de timp care prezintă diferite ipoteze ale societății viitoare.

c) Optimizarea valorificării resurselor energetice, elaborarea balanței energetice generale, sinteza indicatorilor tehnico-economici. Complexitatea **s. e.**, fiind un subansamblu al economiei naționale, obligă la optimizare. Factorii care sînt luați în considerare sînt: concentrarea producției în mari unități; sistematizarea resurselor hidroenergetice; dezvoltarea termoficării (producere combinată a energiei electrice și termice); valorificarea combustibililor inferiori; valorificarea integrală a resurselor energetice secundare; crearea unui **s.e.** unic prin interconectarea **s.e.** locale; crearea unei industrii producătoare de echipamente și aparatură energetică; asigurarea alimentării cu energie a industriilor existente și a celor noi create; electrificarea transporturilor în comun pentru reducerea consumului de combustibili superiori; extinderea electrificării satelor și a muncilor agricole.

Componentele **s.e.** sînt: sistemele electroenergetice (național și local), sistemele de termoficare, sistemele de distribuție a gazelor naturale, **s.e.** ale marilor consumatori (întreprinderi și platforme industriale).

Sistemul electroenergetic național trebuie să asigure toate necesitățile de energie electrică dintr-o anumită etapă (el reflectă necesitățile economiei naționale din etapa respectivă). Un sistem electroenergetic este constituit din ansamblul centralelor electrice interconectate, al rețelelor electrice de transport și distribuție și al receptoarelor electrice consumatoare. Centralele electrice sînt: termoelectrice, hidroelectrice, nuclearoelectrice, solaroelectrice, eoliene etc. Rețelele electrice se compun din stații de transformare și interconexiune și linii electrice. Sistemele electroenergetice actuale sînt de curent alternativ, fiind caracterizate printr-o funcționare sincronă a tuturor generatoarelor, la o frecvență unică pe sistem (deoarece energia electrică nu poate fi stocată în cantități mari, ea trebuie produsă în ritmul consumului). Pentru a evita unele dificultăți care apar la funcționarea sincronă a unor sisteme electroenergetice de puteri foarte mari și la transportul în curent alternativ al unor cantități foarte mari de energie electrică la distanțe foarte mari se recurge la intercalarea unor linii de transport în curent continuu, cu conversie din și în curent alternativ la extremitățile liniei.

SISTEM FIZIC. Ansamblu de particule sau de cîmpuri în strînsă interdependență între ele, aflate într-un spațiu limitat care poate fi studiat din punct de vedere al proprietăților sale fizice sau al interacțiunilor cu mediul ambiant. El reprezintă o cantitate dintr-o substanță (omogenă sau eterogenă) aflată într-o fază sau în mai multe faze, în interacțiune cu mediul ambiant.

Dacă sistemul este studiat din punct de vedere al proprietăților chimice, el se numește sistem fizico-chimic.

În termodinamică el poartă denumirea de **sistem termodinamic** și este un **s.f.** macroscopic la care interesează interacțiunile dintre el și mediul ambiant sub formă de căldură, lucru mecanic, lucru electrotehnic, lucru electric, lucru magnetic, precum și procesele ce au loc în sistem ca urmare a acestor interacțiuni și interacțiunile interne ale lui sub formă de reacții chimice (dizolvare, vaporizare, amestecare). El poate fi închis (fără transfer de masă-curgere) și deschis (cu transfer de masă — în curgere). Din punct de vedere al interacțiunii lui cu mediul ambiant, el poate fi izolat (fără nici o formă de interacțiune cu mediul ambiant) sau neizolat (cu interacțiune cu mediul ambiant sub formă de căldură sau lucru mecanic). Dacă sistemul termodinamic schimbă cu mediul exterior numai lucru mecanic, el poartă denumirea de sistem adiabatic, iar dacă schimbă numai căldura, de sistem rigid. Sistemul poate fi omogen (constituit dintr-o singură fază — solidă, lichidă sau gazoasă) sau eterogen (constituit din două sau mai multe faze); el poate fi un sistem monocompensat (constituit dintr-o singură specie chimică). Sistemul poate fi în echilibru intern și extern (parametrii lui de stare sînt constanți în tot sistemul și egali cu cei ai mediului ambiant) sau la neechilibrul intern sau extern (parametrii de stare variază spațial în sistem și nu sînt egali cu cei ai mediului ambiant), sau în echilibru intern și neechilibru extern.

SISTEM INTERNAȚIONAL (de unități de măsură). Sistem de unități de măsură aplicabil în toate domeniile fizicii și tehnicii. În prezent, singurul sistem legal este **s.i.** (S.I.) adoptat în anul 1960 de către cea de a XI-a Conferință Generală de Măsuri și Greutăți de la Paris.

Scanned with OKEN Scanner

El este legal și obligatoriu în România din august 1961. Conține un număr de șapte unități fundamentale, două unități suplimentare și un număr de unități derivate. Multiplii și submultiplii acestor unități se alcătuiesc cu ajutorul prefixelor, fiind interzisă combinarea a două prefixe.

Unitățile fundamentale ale s.i. sînt:

1. Metru — lungime egală cu 1 650 763,73 lungimi de undă în vid ale radiației care corespunde tranziției între nivelurile de energie $2p_{10}$ și $5d_5$ ale atomului de kripton 86;

2. Kilogram — masa prototipului internațional din platină aliată cu 10% iridiu, cu o precizie de 0,0001;

3. Secundă — durata a 9 192 631 770 perioade ale radiației care corespunde tranziției între cele două niveluri de energie hiperfine ale stării fundamentale a atomului de cesiu 133;

4. Amper — intensitatea unui curent electric constant care menținut în două conductoare paralele, rectilinii, cu lungimea infinită și cu secțiunea neglijabilă, așezate în vid la o distanță de 1 metru unul de altul, ar produce între aceste conductoare o forță de $2 \cdot 10^{-7}$ N pe o lungime de 1 metru;

5. Kelvin — unitate de temperatură termodinamică; este egal cu 1/273,16 din temperatura termodinamică a punctului triplu al apei.

În afară de temperatura termodinamică $T/K/$ se folosește și temperatura Celsius t dată prin ecuația $t=T-T_0$, unde $T_0=273{,}15$ K, prin definiție. Unitatea „grad Celsius" este egală cu unitatea „Kelvin", dar grad Celsius este o denumire specială folosită în loc de kelvin pentru exprimarea temperaturii Celsius. Un interval sau o diferență de temperatură Celsius pot fi exprimate atît în grade Celsius, cît și în Kelvini. Dacă se consideră necesară suprimarea indicării denumirii Kelvin, se recomandă folosirea simbolului internațional „deg" pentru unitatea de diferență de temperatură.

6. Mol — cantitatea de substanță a unui sistem care conține atîtea cantități elementare, cîți atomi există în 0,012 kilograme de carbon 12. De cîte ori se întrebuințează molul, entitățile elementare trebuie specificate, ele putînd fi atomi, molecule, ioni, electroni, alte particule sau grupuri specificate de asemenea particule;

7. Candelă — intensitatea luminoasă, în direcția normalei, a unei suprafețe cu aria 1/600 000 metri pătrați a unui corp negru la temperatura de solidificare a platinei la presiunea de 101 325 newtoni pe metru pătrat.

Unitățile suplimentare pot fi tratate fie ca unități fundamentale, fie ca unități derivate și sînt:

1. Radian — unghiul plan cuprins între două raze, care interceptează, pe circumferința unui cerc, un arc de lungime egală cu cea a razei;

2. Steradian — unghiul solid care, avînd vîrful în centrul unei sfere, delimitează pe suprafața acestei sfere o arie egală cu cea a unui pătrat a cărui latură este egală cu raza sferei.

Unitățile derivate se pot exprima prin expresii algebrice care utilizează simbolurile matematice de înmulțire și împărțire. Ele se pot clasifica în 3 grupe: exprimate în funcție de unitățile fundamentale, cu denumiri speciale și care utilizează denumiri speciale.

În tabelele S.7—S.12 sînt prezentate unitățile SI fundamentale, suplimentare derivate și exprimate în funcție de unitățile fundamentale, derivate și exprimate folosind denumiri speciale, precum și prefixele formării multiplilor și submultiplilor zecimali ai unităților SI.

Tabelul S.7

Unități SI fundamentale

Nr. crt.	Mărimea	Denumire	Simbol
1.	Lungime	metru	m
2.	Masă	kilogram	kg
3.	Timp	secundă	s
4.	Intensitate a curentului electric	amper	A
5.	Temperatură termodinamică	kelvin	K
6.	Cantitatea de substanță	mol	mol
7.	Intensitate luminoasă	candelă	cd

Tabelul S.8

Unități SI suplimentare

Nr. crt.	Mărimea	Denumire	Simbol
1.	Unghi plan	radian	rad
2.	Unghi solid	steradian	sr

Tabelul S.9

Unități SI derivate, exprimate în funcție de unități fundamentale

Nr. crt.	Mărimea	Denumire	Simbol
1.	Arie	metru pătrat	m^2
2.	Volum	metru cub	m^3
3.	Viteză	metru pe secundă	m/s
4.	Accelerație	metru pe secundă la pătrat	m/s^2
5.	Densitate	kilogram pe metru cub	kg/m^3
6.	Volum specific	metru cub pe kilogram	m^3/kg

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul S.10

Unităţi SI derivate

Nr. crt.	Mărimea	Denumire	Simbol	Expresie în alte unităţi SI	Expresia în unităţi SI fundamentale
1.	Frecvenţă	hertz	Hz	—	s^{-1}
2.	Forţă	newton	N	—	$m \cdot kg \cdot s^{-2}$
3.	Presiune	pascal	Pa	N/m^2	$m^{-1} \cdot kg \cdot s^{-2}$
4.	Energie, căldură	joule	J	$N \cdot m$	$m^2 \cdot kg \cdot s^{-2}$
5.	Putere	watt	W	J/s	$m^2 \cdot kg \cdot s^{-3}$
6.	Temperatură Celsius	grad Celsius	°C	—	K

Tabelul S.11

Unităţi SI derivate, care se exprimă folosindu-se denumiri speciale

Nr. crt.	Mărimea	Denumire	Simbol	Expresia în unităţi SI fundamentale
1.	Viscozitate dinamică	pascal·secundă	Pa·s	$m^{-1}Kg \cdot s^{-1}$
2.	Momentul unei forţe	metru·newton	N·m	$m^2kg \cdot s^{-2}$
3.	Tensiune superficială	newton pe metru	N/m	$kg \cdot s^{-2}$
4.	Flux termic unitar	watt pe metru pătrat	W/m^2	$kg \cdot s^{-3}$
5.	Entropie	joule pe kelvin	J/K	$m^2kg \cdot s^{-2}K^{-1}$
6.	Entropie specifică	joule pe kilogram·kelvin	J/kg·K	$m^2s^{-2}K^{-1}$
7.	Energie specifică	joule pe kilogram	J/kg	m^2s^{-2}
8.	Conductivitate termică	watt pe metru·kelvin	W/m·K	$m \cdot kg \cdot s^{-3}K^{-1}$
9.	Energie volumică	joule pe metru cub	J/m^3	$m^{-1}kg \cdot s^{-2}$
10.	Intensitate a cîmpului electric	volt pe metru	V/m	$m \cdot kg \cdot s^{-3}A^{-1}$
11.	Energie molară	joule pe mol	J/mol	$m^2kg \cdot s^{-2}mol^{-1}$
12.	Entropie molară	joule pe mol·kelvin	J/mol·K	$m^2kg \cdot s^{-2}K^{-1} \cdot mol^{-1}$
13.	Căldură specifică masică	joule pe kilogram·kelvin	J/kg·K	$m^2 \cdot s^{-2} \cdot K^{-1}$
14.	Viteză unghiulară	radian pe secundă	rad/s	$rad \cdot s^{-1}$
15.	Acceleraţie unghiulară	radian pe secundă la pătrat	rad/s^2	$rad \cdot s^{-2}$

Tabelul S.12

Prefixele necesare formării multiplilor şi submultiplilor zecimali ai unităţilor SI

Factorul de multiplicare	Prefix	Simbol	Factor de multiplicare	Prefix	Simbol
10^{18}	exa	E	10^{-1}	deci	d
10^{15}	peta	P	10^{-2}	centi	c
10^{12}	tera	T	10^{-3}	mili	m
10^{9}	giga	G	10^{-6}	micro	μ
10^{6}	mega	M	10^{-9}	nano	n
10^{3}	kilo	k	10^{-12}	pico	p
10^{2}	hecto	h	10^{-15}	femto	f
10^{1}	deca	da	10^{-18}	alto	a

SISTEM TERMODINAMIC. Sistem fizico-chimic perfect delimitat în spaţiu. O cantitate fixă de gaz pur sau un amestec de gaze sau o soluţie, un solid, constituie un **s.t.** Tot ceea ce se află în afara sistemului şi cu care el poate interacţiona (schimb de energie sau de substanţă), se numeşte mediu ambiant.

Pentru definirea unui **s.t.** este necesară fixarea precisă a graniţelor lui.

După *proprietăţile graniţelor* se disting sisteme închise şi deschise.

Se numeşte **s.t. închis** cel care nu schimbă substanţă cu mediul ambiant (exemplu: volumul de gaze cuprinse într-un cilindru).

Se numeşte **s.t. deschis** cel care schimbă substanţă cu mediul ambiant.

S.t. închise, se clasifică după criteriul prezenţei sau absenţei schimbului de energie cu mediul ambiant în: **s.t.** izolate şi neizolate.

Un **s.t.** închis izolat este cel care nu schimbă energie (căldură sau lucru mecanic) cu mediul ambiant; un **s.t.** este neizolat cînd interacţio-

Scanned with OKEN Scanner

nează cu mediul ambiant, la graniţa sistem-mediu, avînd loc un schimb de energie (căldură sau lucru mecanic).

Un **s.t.** neizolat care schimbă cu mediul ambiant numai lucru mecanic se numeşte **s.t. adiabat**, iar cel care schimbă numai căldură cu exteriorul — **s.t. rigid**.

Pe lîngă clasificarea sistemelor închise şi deschise se mai aplică un criteriu de clasificare privind *omogenitatea sistemului*. Din acest punct de vedere, se disting: **s.t.** omogene şi **s.t.** eterogene.

Un **s.t.** se numeşte **omogen**, atunci cînd compoziţia sa chimică şi proprietăţile sale fizice sînt aceleaşi, în orice punct din interiorul sistemului. După Gibbs, el se denumeşte fază.

Un sistem **eterogen** este acel sistem care constă din mai multe faze (adică mai multe zone omogen diferite).

Sistemele se clasifică, de asemenea, în monocomponente şi policomponente după *numărul de componenţi* (specii chimice, substanţe pure) din sistem.

Sistemele **monocomponente** se mai numesc şi substanţe pure, iar sistemele **policomponente**, amestecuri. La rîndul lor, sistemele policomponente se împart în: amestecuri eterogene (amestecuri propriu-zise), dacă sistemul policomponent este polifazic şi amestecuri omogene, numite şi soluţii. Amestecurile omogene se subîmpart în: amestecuri de gaze, soluţii propriu-zise şi soluţii solide, după cum starea de energie a unicei faze a amestecului este gazoasă, lichidă sau solidă.

SISTEME DE UNITĂŢI DE MĂSURĂ PENTRU MĂRIMI CALORICE. Unităţile de măsură pentru mărimi calorice în toate sistemele de unităţi de măsură au la bază unitatea de temperatură, şi anume gradul Kelvin. Temperatura se exprimă în scara absolută (termodinamică) cu originea la zero absolut a temperaturii şi în scara Celsius, cu originea în punctul de topire a gheţii.

Unităţile de măsură ale mărimilor calorice pot fi în sistemul internaţional SI, cu unitatea cantităţii de căldură Joul şi în alte sisteme de unităţi, atribuind unitate cantităţii de căldură. Unitatea cantităţii de căldură în SI este egală cu cea a energiei interne, a entalpiei, a energiei libere, a entalpiei libere şi a căldurii latente. Unităţile de măsură ale mărimilor calorice în sistemul de unităţi internaţional se indică în tabelul S.13. Pe lîngă acestea, se pot folosi şi multiplii sau submultiplii lor.

SOLICITARE TERMICĂ. Solicitare (tensiune, efort) care apare în interiorul unei piese, ca urmare a unui gradient de temperatură în ea şi datorată interacţiunii elementelor de volum vecine, care, aflate la temperaturi diferite, se dilată neuniform.

S.t. în domeniul de elasticitate se numesc termoelastice, iar cele în domeniul elastoplastic, solicitări termoplastice.

În funcţie de variabilitatea cîmpului de temperaturi care le provoacă, caracterul **s.t.** poate fi permanent sau variabil (ciclic).

Variaţia ciclică a cîmpului de temperatură generează **s.t.** variabile, care, la rîndul lor generează solicitări mecanice variabile şi, ca urmare, ruperea piesei prin oboseală termică.

Şocul termic este **s.t.** apărută în piesă la contactul brusc al ei cu alt corp de temperatură mult diferită. Şocul termic poate provoca fisurarea sau chiar ruperea piesei, instantaneu sau după un mic număr de asemenea solicitări.

S.t. pot apare în cursul proceselor tehnologice (turnare, forjare, prelucrări mecanice, călire etc.), eliminarea lor făcînd obiectul tratamentelor termice de detensionare.

Importante **s.t.** permanente sau variabile apar atît la pornirea, cît şi în timpul funcţionării maşinilor şi instalaţiilor termice (motoare termice, compresoare, instalaţii de turbine cu gaze sau cu abur, schimbătoare de căldură etc.). Avînd în vedere influenţa lor asupra construcţiei maşinii sau utilajului termic respectiv, calculul de rezistenţă al lor la solicitările mecanice trebuie completat cu calculul **s.t.**

Organele motoarelor cu ardere internă, prezintă importante **s.t.**, de exemplu la chiulasă (în special, la puntea dintre supape), în capul pistonului şi în pereţii cilindrului, toate acestea avînd caracter periodic (ciclic) conferit de modul de variaţie a cîmpului de temperaturi pe parcursul ciclului de funcţionare al motorului. La variaţii ale regimului de funcţionare a lor (cazul motoarelor de autovehicule), li se adaugă **s.t.** suplimentare instantanee, de şoc termic, cu atît mai intense, cu cît modificarea de regim este mai rapidă şi mai mare.

La instalaţiile de turbine cu gaze staţionare, **s.t.** sînt, în general, de mică intensitate, dar în cazul turboreactoarelor de aviaţie **s.t.** sînt de tipul şocuri termice şi sînt foarte puternice din cursul regimurilor tranzitorii.

Cele mai solicitate părţi componente ale instalaţiilor de turbine cu abur sînt în regim staţionar, carcasa şi rotorul turbinei, pereţii vaporizatori şi tamburul cazanului. După opririle scurte, durata pornirilor date este limitată, de regulă, de cazan, îndeosebi în cazul celor cu pereţii membrană care se răcesc foarte repede (în timp ce turbina, bine izolată termic, rămîne caldă un timp mai îndelungat). După opririle lungi, durata pornirilor este impusă de viteza admisibilă de încălzire a turbinei.

S.t. periculoase pentru piesele metalice corespunzînd unor gradienţi de temperatură de 400—500°C.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul S.13

Unități de măsură ale mărimilor calorice în SI

Nr. crt.	Denumirea mărimii	Simbolul mărimii	Dimensiunea	Denumirea unității de măsură	Simbolul unității de măsură	Relații de transformare cu alte sisteme de unități de măsură
1.	Temperatură	T	Θ	Kelvin (grad absolut)	K	$T=t[°C]+273,15$
2.	Căldură (cantitatea de căldură)	Q	L^2MT^{-2}	Joule	J	$1\ J=10^7\ erg \simeq 0,102\ kgfm \simeq 0,24\ cal \simeq \simeq 0,24\cdot10^{-3}\ kcal \simeq \cong 2,78\cdot10^{-7}\ kwh$
3.	Căldură specifică (capacitatea termică)	c	$L^2T^{-2}\Theta^{-1}$	Joule pe kilogram Kelvin	J/kg·K	$1\ \frac{J}{kg\cdot K}=10^4\ \frac{erg}{g\cdot grad}$
4.	Capacitatea calorică	$m\,c$	$L^2MT^{-2}\Theta^{-1}$	Joule pe Kelvin	J/K	$1\ \frac{J}{K}=10^7\ \frac{erg}{grd}$
5.	Conductivitate termică	λ	$L^2MT^{-3}\Theta^{-1}$	Watt pe metru·Kelvin	$\frac{W}{M\cdot K}$	$1\ \frac{W}{m\cdot K}=10^5\ \frac{erg}{cm\cdot s\cdot grd}$ $1\ \frac{Kcal}{m\cdot h\cdot grd}=1,1614\ \frac{W}{m\cdot K}$
6.	Entropie	S	$L^2MT^{-2}\Theta^{-1}$	Joule pe ·Kelvin	J/K	$1\ J/K=10^7\ erg/°K$ $1\ \frac{Kcal}{°K}=4,1816\ \frac{J}{K}$
7.	Flux de căldură	Φ	L^2MT^{-3}	Watt	W	$1\ W=10^7\ erg/s$ $1\ kcal/h=1,1614\ W$ $1\ cal/s=4,1816\ W$
8.	Densitatea fluxului de căldură	q	MT^{-3}	Watt pe metru pătrat	$\frac{W}{m^2}$	$1\ \frac{W}{m^2}=10^3\ \frac{erg}{s\cdot cm^2}$ $1\ \frac{Kcal}{h\cdot m^2}=1,1614\ \frac{W}{m^2}$ $1\ \frac{Cal}{S\cdot m^2}=4,1816\ \frac{W}{m^2}$
9.	Coeficientul global de transmitere a căldurii pe unitatea de suprafață	k	$MT^{-3}\Theta^{-1}$	Watt pe metru pătrat·Kelvin	$\frac{W}{m^2\cdot K}$	$1\ \frac{W}{m^2\cdot K}=10^3\ \frac{erg}{s\cdot cm^2 grd}$ $1\ \frac{Kcal}{m^2 hgrd}=1,1614\ \frac{W}{m^2\cdot K}$

Scanned with OKEN Scanner

SOLICITARE TERMICĂ SPECIFICĂ A PISTONULUI. Criteriu de evaluare a solicitării termice a pistoanelor motoarelor cu ardere internă, definit de relaţia:

$$P_s = \frac{P_u}{A\sqrt{s/D}} \text{ [CP/cm}^2\text{]},$$

în care: P_u — puterea unitară (la sarcina nominală) [CP/cil]; A — aria frontală a capului pistonului [cm^2]; s — cursa pistonului [cm]; D — diametrul cilindrului [cm].

În raport cu nivelul termic al pistonului, respectiv, cu valoarea **s.t.s.a.p.**, se aplică diferite soluţii constructive de răcire a pistoanelor (v. Piston). Analiza statistică a corelaţiei între valoarea **s.t.s.a.p.** şi sistemele de răcire, evidenţiază următoarele:

— pentru $P_s = 0{,}25 \cdots 0{,}3$ CP/cm^2 nu sînt necesare sisteme de răcire speciale; în acest domeniu al **s.t.s.a.p.** este suficient transferul de căldură prin segmenţi, manta şi uleiul barbotat de bielă; în unele cazuri (motoare diesel), se activează răcirea suprafeţei interioare a capului pistonului prin jet de ulei sub presiune, pulverizat de duze montat în carter sau în piciorul bielei;

— pentru $P_s = 0{,}3 \cdots 0{,}4$ CP/cm^2 se prevăd sisteme de răcire prin serpentină înglobată la turnare în capul pistonului (v. Fig. P.37) sau piston monobloc şi cameră de răcire (v. Fig. P.38), cu circulaţie forţată a uleiului (în ambele cazuri);

— pentru $P_s > 0{,}4$ CP/cm^2 se utilizează, în toate cazurile, soluţia de piston compus din două piese (capul din oţel şi mantaua din aluminiu sau fontă), cu camere şi canalizaţii interioare de răcire şi circulaţie forţată a uleiului (v. Fig. P.39). Acest sistem se aplică cu succes pentru cele mai mari solicitări termice specifice întîlnite în construcţia de pistoane (0,6—0,7 CP/cm^2), reprezentînd totodată soluţia optimă şi din punctul de vedere al solicitărilor mecanice, datorită calităţilor înalte de rezistenţă ale capului din oţel.

SOLIDIFICARE. Fenomen de trecere a unei substanţe din starea lichidă în starea solidă cristalină sau nitrificată. Prin reducerea temperaturii, o substanţă chimic pură lichidă în cele mai frecvente cazuri se solidifică, formînd cristale. Energia cinetică a particulelor componente ale lichidului se micşorează şi sub acţiunea forţelor de interacţiune dintre particule, acestea se aranjează astfel, încît rezultă reţele de cristalizare, în nodurile reţelei existînd atomi sau molecule caracterizate prin niveluri energetice mai reduse decît în starea de lichid.

În condiţii exterioare determinate, substanţele pure se solidifică la o temperatură determinată (temperatura de s.), identică cu cea de topire în aceleaşi condiţii exterioare. Parametrul important în condiţiile exterioare este presiunea. Procesul de s. are loc cu cedarea unei cantităţi de căldură spre mediul ambiant (căldura latentă de s.), care depinde cantitativ de temperatură. Dependenţa de presiunea exterioară este exprimată de ecuaţia Clapeyron-Clausius (identică şi pentru fenomenul de topire):

$$\frac{dp}{dT} = \frac{\lambda}{T(v_l - v_s)},$$

în care: λ este căldura latentă a transformării de fază lichid-solid; p — presiunea; T — temperatura; v_l, v_s — volumele specifice ale celor două faze, respectiv lichidă şi solidă; în general $v_l > v_s$ (excepţie făcînd apa), de unde rezultă $dp/dT > 0$, adică temperatura transformării de fază la s. creşte cu presiunea.

În timpul procesului de s., pentru substanţele care cristalizează în fază solidă temperatura rămîne constantă din momentul sporirii germenilor noii faze (cristalele) pînă la s. completă. Din punctul de vedere al termodinamicii statistice, fenomenul de transformare de fază lichid-solid este explicat prin teoria fluctuaţiei; germenii fazei noi apăruţi ca urmare a fluctuaţiilor devin stabili în momentul cînd potenţialul termodinamic al noii faze este mai redus decît cel al fazei vechi. Pentru unele substanţe, de regulă, amestecuri de substanţe organice cu componenţi chimici apropiaţi ca structură, la răcire germenii îşi măresc treptat viscozitatea încît rigiditatea acestora creşte treptat şi trec în stare solidă (rigidă) fără a cristaliza, formînd stare nitroasă (de exemplu sticla). Această categorie de substanţe nu are o temperatură de s. determinată, trecerea din starea de lichid în starea de solid fiind însoţită de o variaţie continuă a temperaturii. Temperatura de s. a substanţelor care, de regulă, cristalizează poate fi redusă prin dizolvarea de săruri în nisip (v. Agenţi refrigerenţi; amestecul de apă şi săruri este caracterizat prin temperaturi de s. mai reduse decît cele ale apei, valorile acestora depinzînd de concentraţia de săruri dizolvate).

SOLUBILITATE. 1. Proprietate a unei substanţe de a se dizolva într-o altă substanţă sau într-un amestec de substanţe, formînd un sistem omogen.

2. Concentraţie maximă posibilă a substanţei dizolvate. Soluţiile la care concentraţia substanţei dizolvate este mai mică decît solubilitatea se numesc soluţii nesaturate, iar soluţiile la care concentraţia substanţei dizolvate este egală cu s. se numesc soluţii saturate. Dacă concentraţia substanţei dizolvate este

Scanned with OKEN Scanner

mai mare decît s. se vorbește despre soluții suprasaturate. Soluțiile suprasaturate reprezintă sisteme termodinamic nestabile; din aceste soluții se separă, cu timpul, o nouă fază, pînă cînd concentrația soluției devine egală cu concentrația de saturație (cu solubilitatea).

S. unei substanțe se exprimă prin cantitatea maximă de substanță care se poate dizolva în 100 g solvent la o temperatură dată. S. substanțelor dizolvate depinde de natura lor, de natura dizolvantului și de temperatură.

După s. lor în apă la 20°C, substanțele se împart în: substanțe ușor solubile, a căror solubilitate este mai mare de 10 g (la 100 g apă), de exemplu: NaOH, NaCl, $NaNO_3$ etc.; substanțe puțin solubile, a căror solubilitate este mai mică de 1 g (la 100 g apă), de exemplu: $CaSO_4$, $CaCO_3$ etc.; substanțe practic insolubile (greu solubile), a căror solubilitate este mai mică de 0,01 g , de exemplu: AgCl, $BaSO_4$ etc. Unele substanțe pot fi, practic, insolubile în apă, dar solubile în alți solvenți (alcooli, benzen etc.).

S. multor substanțe este puternic influențată de temperatură. În cazul majorității substanțelor solide, s. crește cu temperatura, dizolvarea fiind însoțită de absorbția de căldură (de ex.: NaCl, NH_4Cl, $NaNO_3$). Există și substanțe solide a căror s. scade cu temperatura, dizolvarea fiind însoțită de degajare de căldură (de ex.: $CaCl_2$, Na_2SO etc.).

În cazul lichidelor, s. lor crește cu creșterea temperaturii, pe cînd s. substanțelor gazoase în solvenți lichizi scade cu temperatura.

SOLUȚIE. Sistem omogen policomponent. Starea de agregare a s. poate fi gazoasă, lichidă sau solidă; în mod tehnic se mai denumesc: amestecuri de gaze, soluții (în sens restrîns) și soluții solide. Tendința de a forma s. pentru un grup dat de substanțe crește de la starea solidă spre cea gazoasă. Solidele formează amestecuri omogene numai pe un interval de compoziție limitat, lichidele formează frecvent s., iar substanțele gazoase dau totdeauna amestecuri omogene (cu excepția unor presiuni foarte înalte, ex.: sistemul N_2/NH_3 la presiunea >2 000 bar).

Componenții s. pot fi solvenți și substanțe dizolvate. Se numește *solvent* acel component care poate fi adăugat s. în orice proporție (la p și T date) fără ca în sistem să apară o nouă fază. *Solut* (substanță dizolvată) este numit acel component al s. care, prin adăugare, duce în cele din urmă la formarea unei noi faze. De exemplu, la o s. de H_2O și NaCl, adăugînd orice cantitate de apă, sistemul nu-și schimbă starea de agregare, în timp ce prin adăugarea în aceeași s. a unei cantități crescînde de NaCl, la un moment dat (la concentrații de NaCl mai mari de 35 %) se depun cristale de NaCl și sistemul devine eterogen. În consecință, în acest sistem apa este considerată solvent, iar NaCl — solut.

Un sistem cu mai mult de 2 componenți poate conține mai mulți solvenți sau soluți. De exemplu, în sistemul apă-acid acetic-acid oxalic, primii doi componenți sînt solvenți, iar ultimul solut; în sistemul H_2O-NaCl-KCl, solvent este apa, iar NaCl și KCl sînt substanțe dizolvate.

În unele sisteme, toți componenții sînt solvenți, ca de exemplu în sistemul solid Au-Ag sau în sistemul lichid apă-alcool metilic-alcool etilic. Aceeași proprietate o prezintă, în general, amestecurile omogene gazoase. În aceste cazuri, noțiunile de solvent și solut nu mai sînt utilizate, sau se consideră uneori în mod convențional ca solvent acel component care se află în cantitate mai mare. Atunci cînd este necesar să se facă distincția între solvent și substanța dizolvantă, se atribuia solventului indicele numeric 1, iar substanțelor dizolvate, indicii 2, 3, . . . , N.

Din punct de vedere termodinamic, s. pot fi clasificate în **s. ideale** și **s. reale.** În cazul s. ideale, proprietățile pot fi deduse în întregime din proprietățile componenților puri, în timp ce la soluțiile reale acest lucru nu este posibil. S. ideale reprezintă un caz limită, inexistent în realitate. Adesea, proprietățile unor s. se apropie mult de proprietățile s. ideale, și anume în următoarele trei situații:

— cînd starea de agregare este gazoasă, iar presiunea nu este prea mare (amestecuri de gaze perfecte);

— cînd componenții soluției sînt foarte înrudiți din punct de vedere chimic (ex.: benzen și toluen; apă și apă grea);

— cînd concentrația tuturor componenților soluției este mult mai mică decît concentrația componentului predominant, considerat în acest caz drept solvent.

În al doilea caz, se vorbește despre s. *perfecte*, iar în ultimul de s. *ideale de diluție limită*.

Mărimea ce caracterizează proporția în care se găsesc componenții soluției este *compoziția*.

În cazul unui sistem omogen monocomponent, starea sistemului este perfect descrisă cunoscînd doi parametri (p, T), pe cînd pentru s. este necesar să se cunoască în plus compoziția sistemului. Dacă s. este alcătuită din N componenți, compoziția sistemului este definită printr-un ansamblu de (N-1) parametri, denumiți concentrații. Într-o s. se pot defini de fapt N concentrații — cîte una pentru fiecare component — dar numai (N-1) dintre concentrații sînt independente, deoarece orice concentrație poate fi exprimată în funcție de celelalte concentrații (sau de celelalte concentrații împreună cu 2 dintre parametrii p, V și T).

Scanned with OKEN Scanner

Concentrația z_i a unui component din s. este definită prin raportul:

$$z_i = \frac{y_i}{w},$$

în care y_i este o mărime extensivă a componentului i (anume: masa m_i, cantitatea n_i, numărul de molecule N_i, volumul componentului înainte de amestecare v_i sau volumul ocupat de componentul gazos în condiții normale înainte de amestecare v_i^N), iar w este o mărime extensivă (m, n, v) referitoare la ansamblul soluției, la ansamblul componenților înainte de amestecare sau la un component anume al soluției (de obicei la solvent).

Nu se poate vorbi de concentrația s., ci numai de concentrația unui anumit component din s.; în mod excepțional, pentru s. care conțin o singură substanță dizolvată, prin *concentrația* s. se înțelege de fapt concentrația substanței dizolvate.

Principalele tipuri de concentrații folosite sînt:

a) *Fracția de greutate* g_i, adimensională, definită prin raportul:

$$g_i = \frac{m_i}{m},$$

în care m este masa s. egală cu suma maselor componenților $m = \sum_{i=1}^{N} m_i$. Pentru comoditate, fracția de greutate se exprimă adesea, în procente.

Fracția de greutate poate lua valori în intervalul [0; 1], valoarea 0 corespunzînd absenței componentului respectiv, iar valoarea 1, unui sistem monocomponent.

b) *Fracția molară* x_i, adimensională, definită prin raportul:

$$x_i = \frac{n_i}{n},$$

în care n este cantitatea de s. (număr de moli), egală cu suma cantităților componenților: $n = \sum_{i=1}^{N} n_i$.

Ca și fracția de greutate, fracția molară se poate exprima în procente și ia valori în intervalul [0; 1].

c) *Fracția de volum* φ_i, adimensională, definită prin raportul: $\varphi_i = \frac{v_i^0}{v^0}$,

în care v_i^0 este volumul componentului i înainte de amestecare, iar $v^0 = \sum_{i=1}^{N} v_i^0$. Se presupune că amestecarea are loc la p și T constante.

d) *Molaritatea* c_i, numită uneori și „concentrație" fără o altă precizare, definită prin raportul:

$$c_i = \frac{n_i}{v},$$

în care v este volumul s. Unitățile de molaritate sînt variabile, după unitățile adoptate pentru n_i și v. În mod obișnuit, c_i se exprimă în mol/l, unitatea de concentrație fiind numită în acest caz Dalton și fiind notată uneori prin M (de exemplu: $c_i = 5M$ simbolizează o concentrație de 5 mol/l).

e) *Molalitatea* $\tilde{m}_i$ se folosește numai la s. cu solvent distinct și se definește prin relația:

$$\tilde{m}_i = \frac{n_i}{m_1} \cdot 10^3,$$

unde n_i este cantitatea de component dizolvat i (exprimată în moli) iar m_1 este cantitatea de solvent (exprimată în grame). Factorul 10^3 transformă gramele de la numitor în kilograme, așa încît dimensiunile molalității sînt mol/kg (moli substanță dizolvată într-un kilogram de solvent).

f) *Raportul molar* R_{ij}, nedimensional, al componentului i față de componentul j, definit prin:

$$R_{ij} = \frac{n_i}{n_j},$$

g) *Concentrația Bunsen* α_i', definită prin raportul:

$$\alpha_i' = \frac{v_1^L}{v_1},$$

în care v_1 este volumul solventului (în cm^3 sau l), iar v_i^N este volumul componentului gazos i înainte de dizolvare și în condiții normale (în N cm^3). De obicei, gazul este presupus perfect, așa încît v_i^N se poate exprima prin cantitatea de gaz n_i:

$$v_i^N = 22\,414 \cdot n_i,$$

unde 22 414 este volumul molar al gazului perfect în condiții normale, exprimat în cm^3/mol.

h) *Densitatea moleculară* n_i', definită prin raportul:

$$n_i' = \frac{N_i}{v},$$

în care v este volumul s., iar N_i este numărul de molecule al componentului i; N_i se poate exprima în funcţie de numărul de moli:

$$N_i = N_0 \cdot n_i,$$

unde $N_0 = 6{,}023 \cdot 10^3$ mol^{-1} este numărul lui Avogadro.

i) *Concentraţia tehnologică* c'_i, definită prin relaţia:

$$c'_i = \frac{m_i}{v}$$

unde m_i este masa componentului i în kilograme, iar v — volumul soluţiei în m^3, aşa încît dimensiunile concentraţiei c'_i sînt kg/m^3 (v. şi Solubilitate).

SOLVENT. (Sin.: **Dizolvant**). Unul din componenţii unei soluţii, de obicei cel care se găseşte în cantitatea cea mai mare. În stare pură, s. este în aceeaşi stare de agregare ca şi soluţia.

După natura lor, s. se împart în nepolari şi polari. S. nepolari, de tip hidrocarbură (benzen, toluen, xilen, eter de petrol etc.), dizolvă substanţe nepolare, iar cei polari (apă, alcooli, acetonă etc.), dizolvă substanţe polare sau ionice. S. nepolari se mai numesc şi aprotici, deoarece nu pot primi sau ceda protoni, iar cei polari se mai numesc şi protici. Aceştia din urmă pot fi amfiprotici, dacă pot primi sau ceda electroni (ex.: — apa), protogeni, dacă cedează cu uşurinţă protoni (ex.: — acizii) sau protofili, dacă acceptă cu uşurinţă protoni (ex.: — piridina).

S. se utilizează pentru prepararea soluţiilor, ca mediu pentru diferite procese chimice (extracţii, cristalizări etc.). Cel mai utilizat s. este apa; urmează, în ordine: alcoolul etilic, benzenul, toluenul, xilenul, eterul de petrol, benzina uşoară sau grea, acetona, eterul dietilic, cloroformul, unii eteri.

SONDĂ. Dispozitiv destinat culegerii de date sau probe, în scopul evidenţierii unor proprietăţi ale copurilor explorate.

În funcţie de proprietatea analizată, s. poate fi: de presiune (v. Manometru), de temperatură (v. Termometru; Cuplu termoelectric), electrică (destinată explorării cîmpului electric), microfonică (în cîmp acustic).

SPAŢIU DE ABUR. Volumul ocupat de abur într-un tambur al unui cazan, sau al unui acumulator de căldură. **S. de a.** este caracterizat de încărcarea termică, care reprezintă raportul dintre debitul volumic de abur al cazanului şi volumul acestuia, în m^3/h·m^3. Valoarea coeficientului de încărcare a **s. de a.** scade, pe măsură ce presiunea de vaporizare creşte. De exemplu, la cazanele cu circulaţie naturală, încărcarea **s. de a.** are valori cuprinse între 200 şi 800 (1 000) m^3/h·m^3 (Fig. S.85).

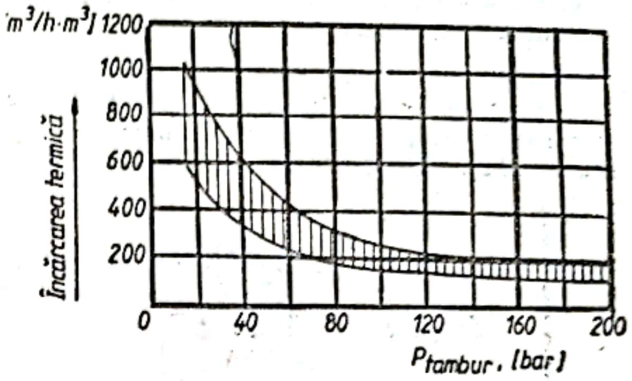


Fig. S.85. Încărcarea termică a spaţiului de abur în funcţie de presiunea din tamburul cazanului.

Valoarea încărcării maxime admisibile a **s. de a.** depinde de modul de circulaţie a emulsiei apă-abur în ţevile cu circulaţie ascendentă şi de sistemul de separare a picăturilor cu care este prevăzut utilajul.

SPAŢIU DE APĂ. Volumul ocupat de apa din tamburul generatorului de abur sau al acumulatorului. Nivelul apei este reglat între anumite limite prescrise, astfel încît exploatarea utilajului să aibă loc în deplină siguranţă.

SPAŢIU MORT (la compresoare cu piston) (Sin.: **Spaţiu vătămător**). Volumul V_v între capul pistonului (care se află la punctul mort interior) şi culasă. La el se adaugă canalele formate de lăcaşurile şi fantele supapelor de admisie, respectiv, refulare. Raportul între volumul spaţiului vătămător V_v şi volumul cursei pistonului V_s poartă şi numele de *spaţiu mort relativ* ($\varepsilon_0 = V_v/V_s$).

STABILITATEA ARDERII. Totalitatea condiţiilor ce trebuie realizate într-o instalaţie de ardere pentru menţinerea continuă şi sigură a flăcării la dimensiunea şi intensitatea dorită. Limitele **s.a.** sînt impuse de două fenomene:

— returul (întoarcerea) flăcării, care se manifestă prin pătrunderea flăcării în interiorul arzătorului şi care limitează performanţele de ardere şi puterea minimă a arzătorului;

— suflarea (sau ruperea) flăcării, care presupune ruperea flăcării de la gura arzătorului şi care poate merge pînă la stingerea ei; aceasta limitează calitatea arderii şi puterea termică maximă a arzătorului. Returul flăcării în interiorul arzătorului produce degradarea rapidă a acestuia, incendii sau chiar explozii ale instalaţiei de ardere. Suflarea flăcării, în cazul în care determină stingerea ei, conduce la acumularea de combustibil în focare, ce se poate aprinde detonant.

Scanned with OKEN Scanner

Condiția reală de echilibru, care asigură stabilitatea flăcării, este ca într-o zonă a frontului de flacără să fie satisfăcută egalitatea între viteza de deplasare a amestecului combustibil-aer, (u) și viteza de deplasare a frontului de flacără (S):

$$u = S.$$

S.a. se poate analiza pentru arzătoare de construcție simplă cu ajutorul diagramei de ardere (Fig. S.86), trasată în coordonate u

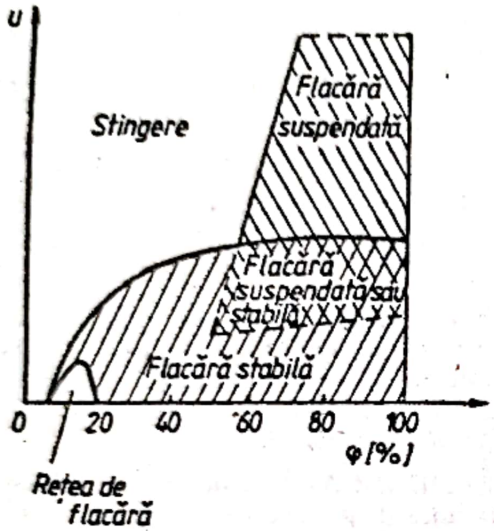


Fig. S.86. Diagrama generală a zonelor de stabilitate a arderii.

(viteza jetului la ieșirea din arzător) și φ (%) (dozajul de combustibil în amestec). Se observă că în zona dozajelor mici, sub cele corespunzătoare limitei de aprindere, arderea nu poate avea loc. De asemenea, la dozaje mici, creșterea vitezei u, peste limita trasată conduce la ruperea flăcării. Pentru $\varphi = 50 \cdots 100\,\%$ este posibilă existența unei flăcări suspendate, la viteze mărite ale amestecului. Există o zonă în care este posibilă atît o flacără stabilă, cît și una suflată. Din diagramă, se remarcă în domeniul de stabilitate existența unei zone de retur la dozaje pentru care arderea cinetică este posibilă și la viteze mici ale amestecului aer-combustibil.

Pentru asigurarea s.a. se utilizează o serie de soluții ca de exemplu:

— sursă externă de aprindere (aprinzător electric, arzător pilot flacără de veghe);

— stabilizatoare care să creeze fenomenul de recirculare a gazelor la baza flăcării (autostabilizare);

— corpuri deflectoare cu o geometrie neaerodinamică (obstacole, grile etc.) (Fig. S.87, S.88, S.89);

Fig. S.87. Obstacole stabilizatoare cu diferite profile.

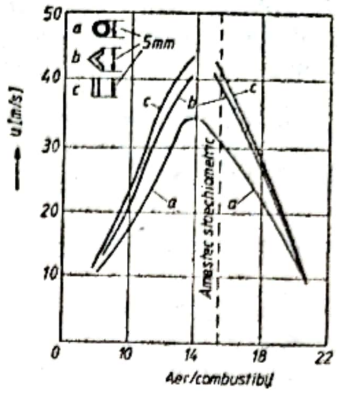


Fig. S.88. Limiele de stabilitate ale flăcării amestecului combustibil propan-aer pentru diferite obstacole.

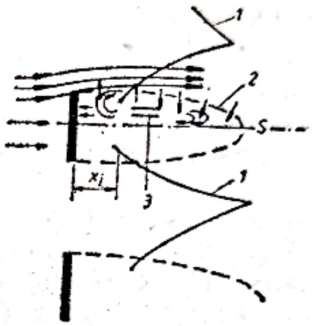


Fig. S.89. Schema procesului de stabilizare a arderii cu ajutorul grilei:
1 — front de flacără; *2* — linie de demarcație a zonei de recirculare; *3* — linii de stagnare recirculare; x_i — distanța de acroșare a flăcării.

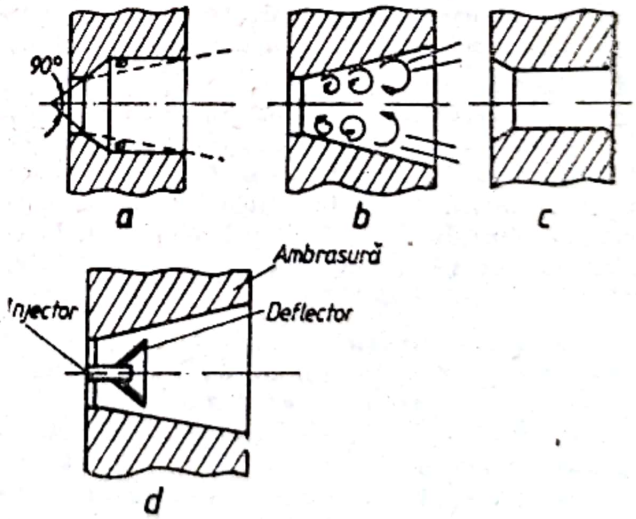


Fig. S.90. Ambrazuri:
a — cilindrică; *b* — divergentă; *3* — convergent-cilindrică; *d* — ansamblu ambrazură — injector—deflector.

— jeturi în contracurent;

— turbionarea curentului de aer sau a amestecului aer-combustibil;

— ambrazuri cu forme geometrice adecvate (Fig. S.90).

Scanned with OKEN Scanner

Forma geometrică a stabilizatorului (deflectorului) de flacără se determină, de regulă, experimental pe standul de încercare.

STAND DE PROBE v. Banc de probe.

STARE DE AGREGARE. Stare fizică a materiei. Poate fi gazoasă, lichidă, solidă.

Starea solidă a materiei se caracterizează prin formă proprie și volum propriu. Prin ridicarea temperaturii, corpurile solide se topesc devenind lichide.

Starea lichidă este **s. de a.** sub care materia poate ocupa volumul unui recipient, însă nu are formă definită. La o anumită temperatură specifică și fixă pentru orice lichid și la o presiune dată, lichidele se vaporizează și trec în starea gazoasă.

Starea gazoasă a materiei se caracterizează prin aceea că nu are formă proprie și volumul variază mult cu presiunea (sînt compresibile). Prin ionizarea termică a gazelor la temperaturi înalte, se formează plasma. Plasma este alcătuită din ioni, electroni și particule neutre — atomi sau molecule în stare liberă. Între **s. de a.** solidă, lichidă sau gazoasă există și stări intermediare, de ex. starea mezomorfă (cristale lichide, vapori umezi). Schematic se poate reprezenta continuitatea materiei (legătura între stările de agregare) conform figurii S.91.

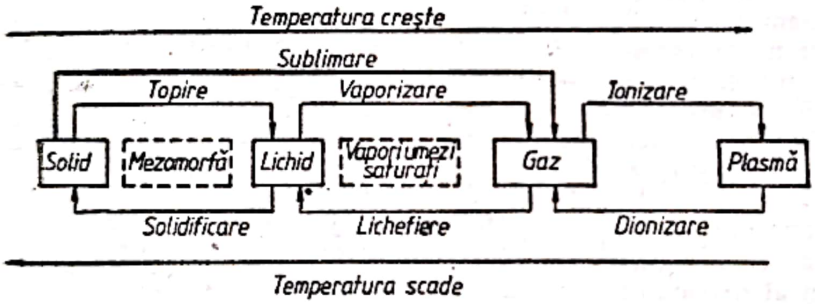


Fig. S.91. Schema legăturii între stările de agregare.

STARE NORMALĂ. Stare termodinamică (v.) utilizată drept stare de referință.

S.n. fizică. Este definită de temperatura $t_N=0°C$ ($T=273{,}15$ K) și presiunea $p_N=760$ mm Hg (101 325 Pa). Se utilizează drept stare de referință pentru compararea proprietăților macroscopice ale corpurilor (în special ale gazelor) în aceleași condiții de presiune și temperatură și pentru stabilirea originii valorilor energiei interne, entalpiei și entropiei gazelor (la starea normală fizică $U_0=H_0=S_0=0$).

S.n. tehnică. Este starea exterioară (atmosferică) standard pentru care se exprimă caracteristicile funcționale ale mașinilor și instalațiilor. În general, este definită de temperatura $t_n=20°C$ și presiunea $p_n=100$ kPa (1 bar) sau $p_n=1$ kgf/cm² (1 at).

Spre exemplu, în tabelul S.14 sînt prezentate condițiile standard la care trebuie reduse rezultatele încercărilor motoarelor cu ardere internă.

STARE TERMODINAMICĂ. Situație în care se găsește la un moment dat un sistem termodinamic. **S.t.** reflectă nivelul energetic al sistemului, precum și poziția pe care acesta o are la momentul respectiv în raport cu mediul său exterior.

Starea macroscopică a unui sistem sau macrostarea lui este determinată de proprietățile termodinamice sau parametrii sistemului: presiune, temperatură, volum specific, energie internă etc. În mod obișnuit, prin **s.t.** a unui sistem sau pe scurt prin stare a sistemului se înțelege macrostarea sa. Un anumit set de valori al proprietăților termodinamice ale unui sistem definesc o anumită macrostare și numai una; reciproc, îi este caracteristic un anumit set de valori al proprietăților sistemului și numai unul.

Tabelul S.14

Parametrii corespunzători stării normale tehnice pentru încercarea motoarelor cu ardere internă

Normativul	t_n	p_n
STAS 6635-76	25°C	100 kPa (1 bar)
STAS 6635-62	20°C	760 mmHg (101,325 kPa)
DIN 70020-57	20°C	760 mmHg
GOST 491-55	15°C	760 mmHg
SAE D(ETC)	90°F (32,2°C)	770 mmHg (30,212 inHg)
SAE (modificată)	60°F (15,6°C)	760 mmHg (29,92 inHg)

Scanned with OKEN Scanner

Starea microscopică a unui sistem sau microstarea este determinată de totalitatea proprietăţilor care precizează starea fiecărei molecule care compune sistemul: viteza, poziţia etc. Microstarea este determinată de totalitatea proprietăţilor tuturor moleculelor sistemului.

Uneia şi aceleiaşi macrostări a sistemului îi corespunde un număr mare de microstări diferite. Numărul de microstări care corespund unei macrostări date poartă denumirea de *probabilitate termodinamică*.

Starea energetică a unui sistem termodinamic este determinată atît de condiţiile interioare ale acestuia (natura, masa şi energia particulelor componente), cît şi de condiţiile exterioare (care determină schimbul de energie între sistem şi mediul său exterior). Dacă condiţiile exterioare se menţin neschimbate în timp, se stabileşte un echilibru energetic între sistem şi mediul exterior (echilibru extern); de asemenea, datorită procesclor care se desfăşoară în interiorul sistemului se ajunge, după un timp oarecare, la stabilirea unui echilibru energetic şi între corpurile care compun sistemul (echilibru intern).

Starea de echilibru intern a unui sistem presupune egalitatea în toată masa lui a tuturor proprietăţilor care caracterizează sistemul, considerat din punct de vedere macroscopic.

Starea de echilibru extern, însemnînd egalitatea dintre nivelurile energetice medii corespunzătoare sistemului şi respectiv mediului exterior, presupune egalitatea valorilor proprietăţilor sistemului, respectiv mediului exterior care caracterizează la nivel inacroscopic nivelul energetic.

Starea de echilibru termodinamic presupune realizarea concomitentă atît a echilibrului intern, cît şi a echilibrului extern al sistemului considerat.

Proprietăţile termodinamice macroscopice, care precizează starea unui sistem aflat în echilibru termodinamic şi care pot fi măsurate direct se numesc *parametri de stare*.

Se numesc *parametri interni* acele mărimi ale căror valori sînt determinate de microstarea sistemului (presiunea, temperatura, volumul specific). Se numesc *parametri externi* mărimile care precizează poziţia sistemului în raport cu mediul exterior şi a acelor valori care sînt determinate numai în coordonatele generalizate ale sistemului (pentru sisteme termodinamice obişnuite singurul parametru extern este volumul sistemului).

Se numesc *funcţii de stare* proprietăţile termodinamice macroscopice ale unui sistem, aflat într-o anumită stare de echilibru şi care sînt funcţie de parametri de stare, neputînd fi măsurate direct (energia internă, entalpia, entropia etc.)

Ansamblul parametrilor de stare şi al funcţiilor de stare formează ansamblul *mărimilor de stare* ale sistemului. Experienţa arată, că mărimile de stare nu sînt interdependente între ele şi deci pentru cunoaşterea stării termodinamice nu este necesar să se cunoască valorile tuturor mărimilor de stare.

În termodinamica tehnică se poate formula următorul postulat: dacă se iau în considerare numai acţiunile mecanice şi termice dintre corpuri, starea de echilibru a unui sistem omogen (monofazic) cu i corpuri componente poate fi precizată în mod univoc prin valorile a $i+2$ parametri care pot fi cantităţile acelor i corpuri, temperatura şi volumul sistemului. Rezultă, că în cazul unui sistem monofazic şi monocomponent starea de echilibru a sistemului se poate preciza numai prin masa, temperatura şi volumul sistemului. Rezultă, că orice altă mărime de stare se poate exprima ca funcţie de aceşti parametri.

Ecuaţia termică de stare (v. Ecuaţie de stare) exprimă relaţia de legătură dintre presiune, temperatură, volum şi cantitate:

$$f(m, p, V, T)=0.$$

Ecuaţiile calorice de stare exprimă relaţiile de legătură dintre energia internă U, respectiv entalpia H şi temperatura T, volumul V şi masa m:

$$U=U(m, V, T)$$

$$H=H(m, V, T)$$

sau sub formă diferenţială (pentru m=constant):

$$\mathrm{d}U=\left(\frac{\partial U}{\partial T}\right)_V \cdot \mathrm{d}T+\left(\frac{\partial U}{\partial V}\right)_T \mathrm{d}V$$

$$\mathrm{d}H=\left(\frac{\partial H}{\partial T}\right)_p \cdot \mathrm{d}T+\left(\frac{\partial H}{\partial p}\right)_T \mathrm{d}p.$$

Conform principiului I al termodinamicii,

$$\delta Q=\mathrm{d}U+p\,\mathrm{d}V$$

sau

$$\delta Q=\mathrm{d}H-V\,\mathrm{d}p$$

şi, ca urmare, rezultă:

$$\delta Q=\left(\frac{\partial U}{\partial T}\right)_V \mathrm{d}T+\left[\left(\frac{\partial U}{\partial V}\right)_T+p\right]\mathrm{d}V$$

sau

$$\delta Q=\left(\frac{\partial U}{\partial T}\right)_p \mathrm{d}T+\left[\left(\frac{\partial H}{\partial p}\right)_T-V\right]\mathrm{d}p.$$

Pentru un proces izocor V=const., $\mathrm{d}V=0$ şi rezultă:

$$\delta Q_V=\left(\frac{\partial U}{\partial T}\right)_V \mathrm{d}T=mc_V\,\mathrm{d}T.$$

Scanned with OKEN Scanner

Similar pentru un proces izobar $p=$ const., $dp=0$ și rezultă:

$$\delta Q_p=\left(\frac{\partial H}{\partial T}\right)_p dT=mc_p\,dT.$$

Ca urmare, forma generală a ecuațiilor calorice de stare este:

$$dU=mc_v dT+\left(\frac{\partial U}{\partial V}\right)_T dV$$

și

$$dH=mc_p\,dT+\left(\frac{\partial H}{\partial p}\right)_T dp.$$

Pentru gazul perfect, în conformitate cu legea lui Joule, energia internă și entalpia sînt funcții exclusive de temperatură $\left(\frac{\partial U}{\partial}\right)_2=$ $=\left(\frac{\partial H}{\partial}\right)_2=0$), ecuațiile calorice avînd forma:

$$dU=mc_v\,dT$$

$$dH=mc_p\,dT.$$

Pentru procese reversibile, entropia are relația de definiție $dS=\frac{\delta Q}{T}$ și, utilizînd exprimările matematice ale principiului I al termodinamicii, se obține:

$$dS=\frac{dU+p\,dV}{T}\quad\text{sau}\quad dS=\frac{dH-V\,dp}{T},$$

de unde rezultă:

$$dS=m\frac{c_v}{T}dT+\frac{1}{T}\left[\left(\frac{\partial U}{\partial V}\right)_T+p\right]dV,$$

respectiv:

$$dS=m\frac{c_p}{T}dT+\frac{1}{T}\left[\left(\frac{\partial H}{\partial p}\right)_T-V\right]dp.$$

Pentru gazul perfect se obține:

$$dS=m\frac{c_v}{T}dT+\frac{p}{T}dV=m\left[c_v\cdot\frac{dT}{T}+R\frac{dV}{V}\right],$$

respectiv:

$$dS=m\frac{c_p}{T}dT-\frac{V}{T}dV=m\left[c_p\frac{dT}{T}-R\frac{dp}{p}\right].$$

STATISTICA MAXWELL-BOLTZMANN. v. Boltzmann

STATOREACTOR. Motor cu reacție (aeroreactor) cu flux continuu fără compresor, constituit în principal din ajutajul de intrare (difuzor), cameră de ardere și efuzor.

Comprimarea aerului, de la presiunea atmosferică la presiunea din camera de ardere, se realizează prin frînarea dinamică a curentului de aer, folosind viteza proprie de zbor a vehiculului. Construcția și condițiile de funcționare ale **s.** depind de mărimea vitezei de intrare a aerului, respectiv de raportul dintre această viteză și viteza locală a sunetului ($M=w/w_s$).

S. cu viteză supersonică ($M>1$) are ajutajul de intrare convergent-divergent (Fig. S.92),

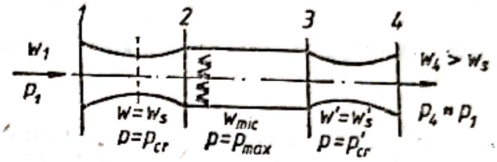


Fig. S.92. Ajutaje pentru statoreactoare supersonice.

realizînd o creștere a presiunii aerului pe seama scăderii energiei cinetice (vitezei) a curentului. În camera de ardere are loc o ardere izobară, cu $\beta=1{,}3\cdots1{,}5$, iar temperatura crește cu 1 500—2 000°C. Gazele arse fierbinți și cu viteză mică sînt accelerate în urma destinderii lor în efuzorul montat la ieșire (cu profil de ajutaj convergent-divergent), căpătînd viteze supersonice.

Ciclul teoretic al **s.** (Fig. S.93) este identic cu acela al instalațiilor cu turbine cu gaze

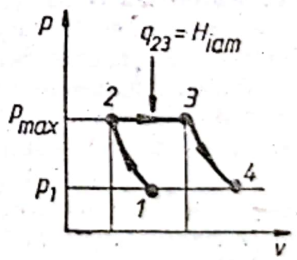


Fig. S.93. Ciclul teoretic al statoreactorului.

cu ardere izobară și comprimare adiabată astfel că randamentul său termodinamic se poate calcula cu relația:

$$\eta_t=1-\frac{1}{(p_{max}/p_1)^{k-1/k}}=\frac{1}{1+\frac{2}{x-1}\cdot\frac{1}{M^2}}.$$

Viteza teoretică a gazelor arse la ieșirea din efuzor se poate calcula cu relația

$$W_4^2=W_1^2+2\eta_t H_{iam},$$

unde $H_{ja\,m}$ este puterea calorică a agentului motor.

În cazul s. cu viteză subsonică ($M<1$), ajutajul de intrare este divergent, iar cel de ieșire, convergent (Fig. S.94), configurația ciclului termodinamic și expresia randamentului fiind similare.

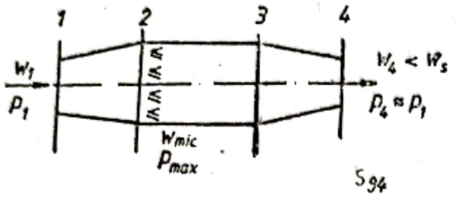


Fig. S.94. Ajutaje pentru reactoare subsonice.

Expresiile (η_t) și (w_4) arată că randamentul și viteza de ieșire a gazelor (deci forța de propulsie) depind de condițiile de zbor. La decolare ($M=0$), $\eta_t=0$ și $w_4=w_1=0$, deci s. are nevoie de mijloace auxiliare de propulsare.

Randamentele s. au valori reduse și chiar la viteze supersonice (de exemplu la $M=0{,}5$, $\eta_t \approx 0{,}04$; la $M=1$ $\eta_t \approx 0{,}15$; la $M=2{,}5$ $\eta \approx 0{,}50$) sînt mai mici decît pentru sisteme de propulsie cu elice și motor cu piston. Avantajul constă în simplitatea constructivă și greutatea redusă.

STAȚIE DE AER COMPRIMAT. Instalație de producere a aerului comprimat pentru diverse utilizări. **S. de a.c.** pot fi fixe sau mobile (amplasate pe nave sau vehicule).

S. de a.c. cuprind ca agregate principale: compresoare cu piston sau centrifugale, inclusiv motoarele de acționare, echipamentele de comandă, protecție și supraveghere, reactoarele intermediare și finale, rezervoarele de înmagazinare, regulatoarele de presiune pentru distribuirea aerului comprimat la presiunea necesară, instalațiile de filtrare ale aerului aspirat, separatoarele de apă de condens etc. Schema de principiu a unei **s. de a.c.** este dată în figura S.95.

S. de a.c. mari se utilizează în întreprinderile miniere, în siderurgie (furnale), în întreprinderi chimice și combinate, unde formează adevărate centrale, care pot ajunge la debite de 15 000 m³/h, cu presiuni joase de 50—1 000 mm col. H_2O (furnale) și debite de circa 1 000 m³/min, dar la presiune de cca. 10 bar în întreprinderile din construcția de mașini. La întreprinderile chimice, mărimea lor este în funcție de procesul tehnologic, dar în general stațiile mari de compresoare nu servesc la comprimarea aerului, ci a gazelor ce intră în procesul tehnologic. În industria minieră, debitele necesare sînt determinate de utilajele folosite și de necesitățile de ventilare a minelor.

Aerul comprimat se folosește: în industrie, în procese de producție, furnale, cuptoare de reacții chimice pentru acționarea mașinilor și sculelor pneumatice etc. Presiunile uzuale sînt de 5—12 bar.

În industria chimică, compresoarele servesc și la comprimarea gazelor utilizate în procesul de producție. În funcție de necesități se folosesc compresoare centrifugale cu presiuni pînă la 10 bar, precum și compresoare cu piston de construcție specială, denumite „de proces", care pot comprima gazele pînă la 2 000 bar.

Cînd se utilizează gaze corosive sau explozive (ex.: oxigen), compresoarele se fabrică fără ungere cu ulei.

Un exemplu de amenajare a unei **s. de a.c.** pentru o fabrică de construcții de mașini este prezentat în figura S.96. Consumatorii principali la astfel de întreprinderi sînt arzătoarele și injectoarele cuptoarelor, ciocanelor și preselor de forjă, dispozitivele de ridicat și manipulat, instalații de sablaj, scule pneumatice, dispozitive de curățire prin suflare și probe tehnologice (dacă este cazul) etc.

Industria petroliferă folosește la sonde, procedeele de gaz-lift sau aer-lift, care utilizează compresoare (v. Grup motocompresor). Acestea comprimă aer sau gaze de sondă, care se introduc în sondă, emulsionează țițeiul și îl scot la suprafață. Compre-

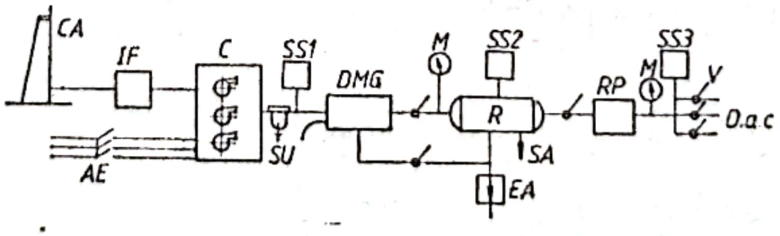


Fig. S.95. Stație de aer comprimat (schemă-bloc): *CA* — coș de aspirație; *IF* — instalație de filtrare; *C* — compresoare; *AE* — acționare electrică; *SS 1, 2, 3* — supape de siguranță; *SU* — separator de ulei; *DMG* — dispozitiv de mers în gol, comandat de presiunea din rezervorul de înmagazinare *R*; *EA* — eliminarea apei de condens și a uleiului antrenat de aerul comprimat; *RP* — regulator de presiune; *D.a.c.* — distribuția aerului comprimat; *V* — robineți de izolare; *M* — manometre de control; *SA* — scurgere de apă.

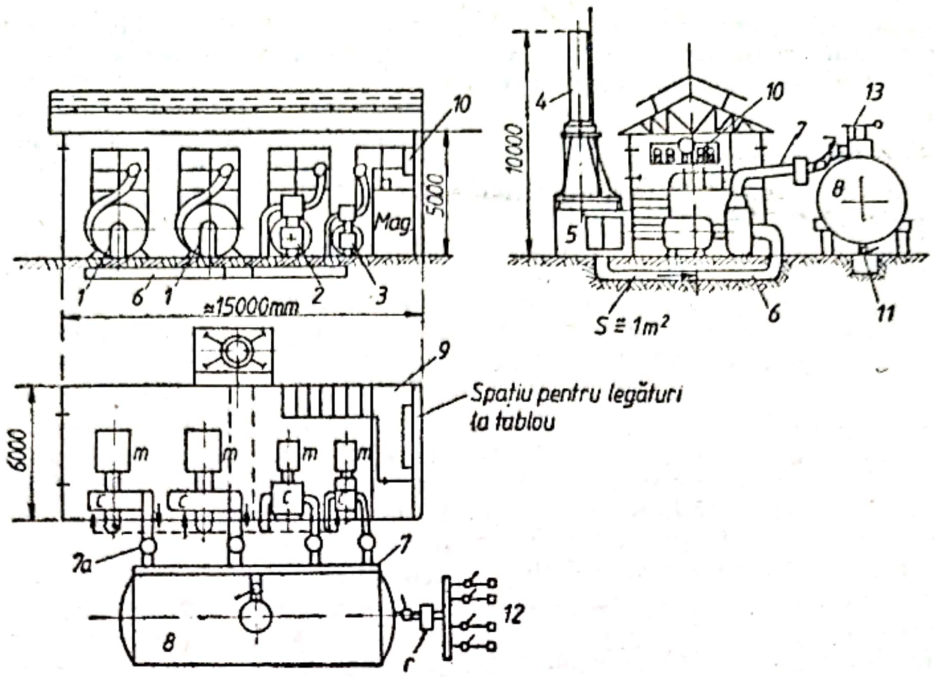


Fig. S.96. Stație de aer comprimat (2 500 KW):
1 — turbocompresoare (100—200 m³/mm; 10 bar); *2* — compresor cu piston (30—50 m³/mm); *3* — compresor cu piston (10—20 m³/mm); *4* — coș de aspirație; *5* — filtru de aer; *6* — conducte de aspirație; *7* — conducte de refulare (*7a* — separatoare de ulei și apă); *8* — rezervor de aer comprimat (cca 150 m³); *9* — estradă de comandă; *10* — panou de supraveghere și comandă; *11* — scurgere automată de apă; *12* — distribuție de aer comprimat cu robinete și reductoare de presiune; *13* — supapă de siguranță la rezervor; *c* — compresoare; *m* — motoare electrice.

soarele de același tip se folosesc și la transportul (pomparea) gazelor naturale. În industria construcțiilor (pe șantiere) și în cea minieră (în special la exploatările de suprafață) se folosesc pentru acționarea sculelor pneumatice (perforatoare, ciocane, dălți etc.), pe lîngă s. de a.e. și instalații mobile compuse dintr-un compresor acționat după caz, de un motor termic sau electric așezat pe o platformă mobilă, pe care se găsesc și stațiile auxiliare (rezervor de aer comprimat, instalație de distribuire) de tipul prezentat în figura G.71 (v. Grup motocompresor).

S. de a.e. mici se folosesc și în alte cazuri (vopsire, umflarea cauciucurilor, lucrări artistice de sculptură sau pictură etc.). Instalațiile de acest tip sînt mult simplificate.

În transportul feroviar și pe autovehicule de mare tonaj se folosesc frîne de aer comprimat (locomotive cu abur, diesel, sau electrice, autovehicule grele, mașini terasiere, escavatoare și automacarale) și ca urmare sînt dotate cu s. de a.e..

La locomotivele diesel și electrice se folosesc în s. de a.e. compresoare cu piston cu două trepte, cu 3 sau mai mulți cilindri (unul de înaltă presiune — maxim 10 bar) acționate de motorul diesel sau de un motor electric. În mod obișnuit compresorul este acționat în permanență, reglajul făcîndu-se prin funcționarea lui în gol, în intervalele cînd presiunea în rezervoare este suficientă (între 10 și 7 bar). În figura S.97 este dată schema unei s. de a.e. pentru locomotivele cu puteri de 450—1 500 CP.

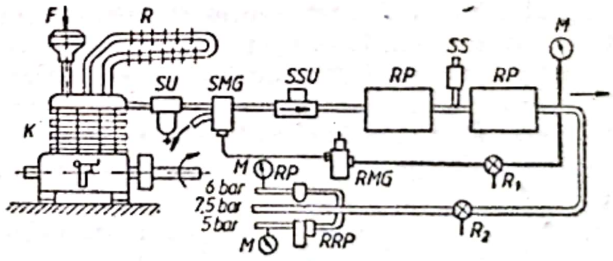


Fig. S.97. Instalație de producere și distribuție a aerului comprimat pentru locomotive:
K — compresor cu trei cilindri și 2 trepte de comprimare cu presiune maximă de 7,5—10 bar; *F* — filtru de aspirație; *R* — răcitor intermediar; *SU* — separator de ulei și apă; *SMG* — supapă de mers în gol (cînd în rezervoare presiunea este de 10 bar, compresorul începe să refuleze în atmosferă pînă ce presiunea scade la 7,5 bar); *SSU* — supapa de sens unic împiedică returul aerului din rezervoare în perioada de mers în gol; *RP* — rezervoare principale de înmagazinare a aerului comprimat; *SS* — supapă de siguranță care deschide la depășirea presiunii maxime de 10 bar; *RMG* — regulator de mers în gol care comandă deschiderea și închiderea SMG; R_1 — robinet de scoatere din funcțiune a instalației de mers în gol; *M* — manometre de control; R_2 — robinet de izolare; *RRP* — regulator rapid de presiune pentru 5,5 bar; *RP* — regulator de presiune pentru servicii auxiliare 5 bar.

Scanned with OKEN Scanner

Debitul compresoarelor variază mult funcție de tonajele remorcate și de întreținerea instalațiilor de la vagoane (1,5—2,5 m^3/min de aer refulat la 7—10 bar).

STAȚIE DE DEZBENZINARE. Instalație necesară pentru procesul de dezbenzinare, numit și de degazolinare, a gazelor petroliere bogate în gazolină.

După tipul de instalație cu care este echipată stația și după natura procesului prin care se realizează dezbenzinarea se deosebesc: **s. de d.** prin compresie, prin absorbție și prin adsorbție.

S. de d. prin compresie. Realizează separarea gazolinei prin comprimarea gazelor la o presiune care depinde de natura și de concentrația hidrocarburilor care trebuie separate. Gazele comprimate sînt răcite pînă la temperaturile critice ale componentelor care trebuie separate, separarea lichidelor de gaze făcîndu-se prin condensare.

S. de d. prin absorbție. Realizează separarea prin absorbție selectivă a componentelor cu masă moleculară mai mare din amestec, cu ajutorul unui lichid (de obicei motorină). Amestecul de gaze se introduce într-o coloană de absorbție, pe la baza sa, și circulă spre vîrful coloanei. Motorina, circulînd în sens contrar, reține în drumul ei gazele bogate. Este colectată la baza coloanei, din care trece într-un schimbător de căldură, unde preia căldura de la motorina descărcată de gaze bogate (ieșită din coloana de desorbție). Motorina, îmbogățită cu hidrocarburile grele absorbite, este încălzită într-un încălzitor, apoi se introduce în coloana de desorbție, unde gazele sînt extrase cu ajutorul aburului supraîncălzit, iar motorina trece mai departe — prin schimbătorul de căldură — în vasul de depozitare, de unde este pompată — printr-un răcitor — la partea superioară a coloanei de absorbție, închizînd astfel ciclul. Hidrocarburile în stare de vapori și aburul care ies din coloana de desorbție se introduc într-un condensator, apoi trec printr-un separator, de unde gazolina rămasă este trimisă în rezervorul de depozitare.

S. de d. prin adsorbție. Realizează separarea gazolinei prin adsorbția acesteia pe suprafața unor adsorbanți cum este cărbunele activ. Adsorbția este preferențială, hidrocarburile mai grele dezlocuind pe cele mai ușoare care se adsorb mai întîi.

Gazele de sondă bogate, după ce au fost trecute mai întîi prin filtre pentru reținerea impurităților mecanice, sînt introduse în adsorbitoare cu cărbune activ care, în stare uscată și rece, adsoarbe toate hidrocarburile, inclusiv pe cele uscate (metanul). Pe parcurs, acestea din urmă sînt înlocuite de hidrocarburile mai grele. După saturarea cărbunelui activ, se oprește introducerea gazelor în adsorbitor, procesul continuîndu-se în alt adsorbitor. După întreruperea adsorbției, hidrocarburile reținute sînt extrase din cărbune prin spălare cu abur supraîncălzit și sînt trecute într-un sistem de condensare, după care amestecul rezultat este trecut într-un separator pentru separarea gazolinei de apă.

STAȚIE DE POMPARE. Ansamblu de construcții și de instalații pentru pomparea fluidelor și care cuprinde pompe, instalații electrice de forță, conducte, aparate de măsură și control.

În gospodărirea apei industriale, un interes deosebit din punct de vedere energetic îl prezintă stația de pompare și conductele de legătură între diversele elemente ale gospodăriei. Între acestea, conductele de apă, prin pierderile de presiune introduse, sînt determinante pentru consumurile energetice ale stațiilor de pompare. Consumurile energetice ale stațiilor de pompe sînt determinate de tipul pompelor utilizate, regimul de funcționare și modul de reglare, tipul acționării și condițiile de realizare ale **s. d. p.** Condițiile de funcționare ale **s. de p.** depind de caracteristicile relației de transport și cele ale instalațiilor de pompare.

Energia necesară transportului fluidului de la o cotă mai joasă la una mai ridicată se determină pe baza calculului înălțimii totale de pompare a rețelei H_t:

$$H_t = H_s + H_d \text{ [m]}$$

în care H_s este înălțimea statică [m], iar H_d — înălțimea dinamică [m].

Înălțimea statică H_s se determină cu relația:

$$H_s = H_m + H_g = \frac{p_c - p_i}{\rho} + z_{ref} - z_{as} \text{ [m]}$$

unde: H_m este înălțimea piezometrică (manometrică); H_g — înălțimea geodezică; $\frac{p_o - p_i}{\rho}$ — diferența între înălțimea piezometrică la ieșirea, respectiv la intrarea în rețea; $z_{ref} - z_{as}$ — diferența dintre nivelul de refulare și nivelul de aspirație.

Înălțimea dinamică H_d se determină prin

$$H_d = H_c + \Delta H_r = \frac{w_e^2 - w_i^2}{2} + \Delta H_r \text{ [m]},$$

unde $\frac{w_e^2}{2} - \frac{w_i^2}{2}$ reprezintă diferența dintre energia cinetică la ieșirea, respectiv intrarea în rețea, iar ΔH_r — pierderea de presiune în rețea.

Pentru rețelele de transport cu înălțime mare de ridicare, energia cinetică are o valoare

mică, putînd fi neglijată. În cazul rețelelor cu înălțime mică de ridicare, energia cinetică trebuie luată în considerare.

În formă completă, înălțimea totală a rețelei de transport se determină cu relația:

$$H_t = H_s + H_d = \frac{p_e - p_i}{\rho} + gz_{ref} - gz_{as} + \frac{w_e^2 - w_i^2}{2} + \Delta H_r \text{ [m]}.$$

Deoarece ΔH_r sînt proporționale cu pătratul vitezei, respectiv cu pătratul debitului, adică:

$$\Delta H_r = k_r' \cdot w_r^2 = k_r \cdot Q^2,$$

rezultă:

$$H_t = H_s + k_r Q_v^2 \text{ [m]}.$$

Această relație constituie caracteristica externă a instalației de pompare și este reprezentată în figura S.98.

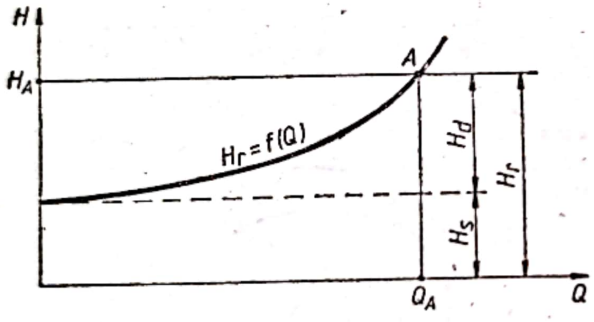


Fig. S.98. Caracteristica generală a rețelei de transport.

Determinarea punctului de funcționare a **s. de p.** se poate face analitic sau grafic.

Determinarea analitică pornește de la egalitatea între înălțimea de pompare a instalației H și înălțimea totală a rețelei H_r:

$$H = k_1 n^2 + k_2 nQ + k_3 Q^2$$

$$H_r = H_s + k_r \cdot Q^2.$$

Din condiția $H = H_r$, rezultă:

$$Q = \frac{k_{2n} - \sqrt{k_2^2 n^2 + 4(k_n - k_3)(k_1 n^2 - H_s)}}{2(k_r - k_3)}.$$

Determinarea grafică rezultă din intersecția între curba caracteristicii interne $H(Q)$ a instalației de pompare și cea a caracteristicii externe $H_r(Q)$ a rețelei de pompare (Fig. S.99), unde punctul F îndeplinește condiția $H(Q) = H_r(Q)$.

Ținînd seama și de celelalte puncte caracteristice ale **s. de p.** (Fig. S.99), se pot determina valorile puterii P_F și randamentului η_F.

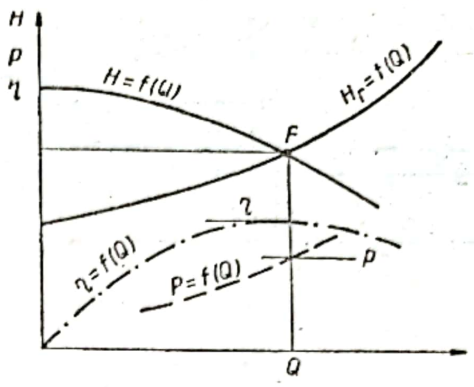


Fig. S.99. Determinarea punctului de funcționare al instalației de pompare.

În instalațiile de pompare pot apare diverse situații privind: cuplarea (serie sau paralel) rețelelor de pompare, cuplarea (serie sau/și paralel) pompelor sau cuplarea în serie a două pompe diferite (centrifugă și axială).

Funcționarea **s. de p.** în care pompa refulează pe două conducte cuplate în serie este prezentată în figura S.100. În acest caz, pompa

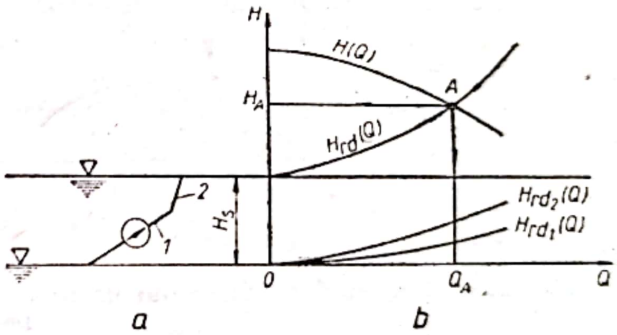


Fig. S.100. Determinarea punctului de funcționare pentru stația de pompare cu o pompă și două conducte cuplate în serie:
a — schema de principiu; *b* — diagrama și punctul de funcționare (*A*); 1, 2 — conducte cu diametre diferite.

refulează pe o rețea formată din mai multe tronsoane cu diametre variabile, pentru alimentarea unui consumator. Debitul de lichid este constant în orice punct al rețelei, iar pierderile hidraulice se obțin prin însumarea pierderilor corespunzătoare debitului Q_A, în cele două conducte:

$$H_{rd} = H_{rd_1} + H_{rd_2} = (k_{r_1} + k_{r_2}) Q^2$$

Cazul **.s de p.** în care pompa refulează pe două conducte cuplate în paralel este prezentat în figura S.101. Pompa alimentează doi consumatori cu înălțimi statice diferite H_{S_1} și H_{S_2}, iar înălțimea totală H_r pentru cele două con-

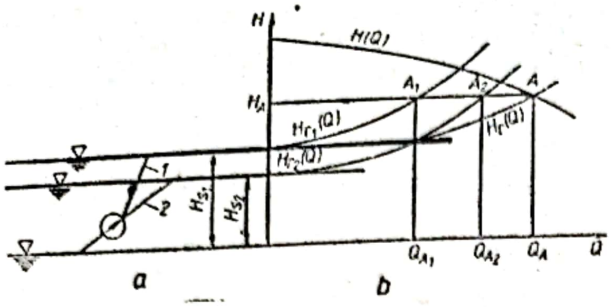


Fig. S.101. Determinarea punctului de funcționare pentru stația de pompare cu o pompă și două conducte cuplate în paralel:
a — schema de principiu; *b* — diagrama și punctul de funcționare (*A*); *1*, *2* — conducte în paralel.

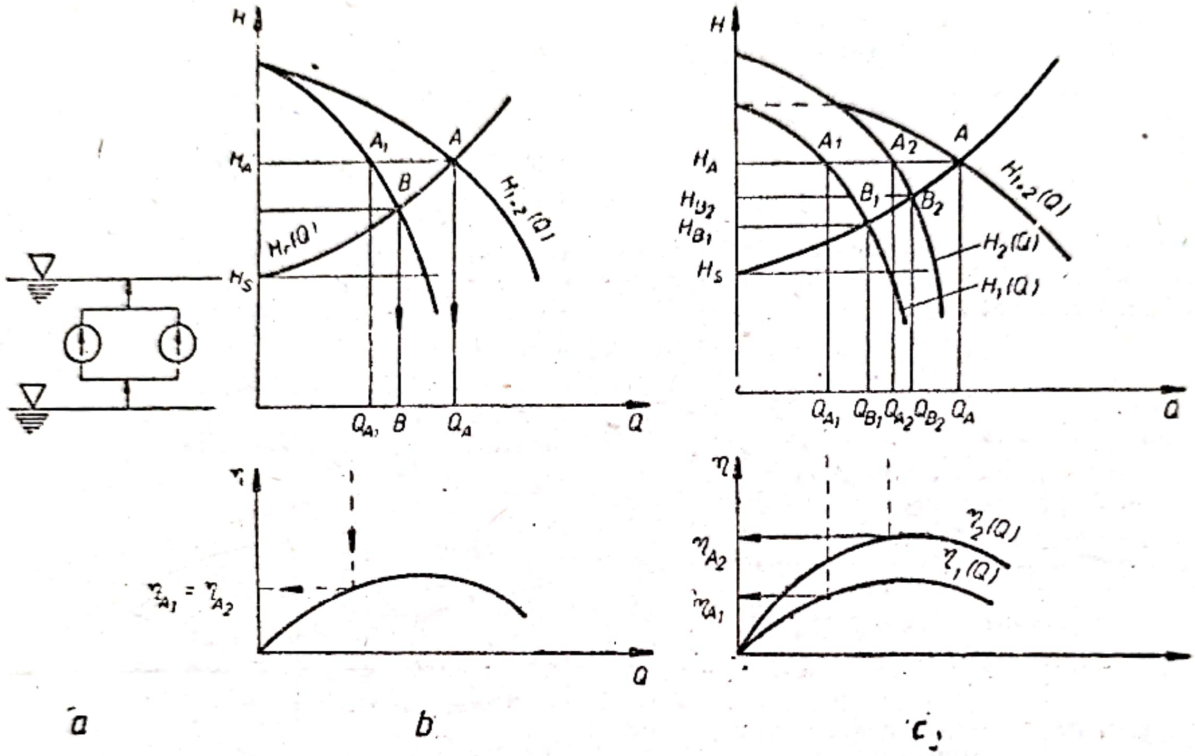


Fig. S.102. Determinarea punctului de funcționare al stației de pompare cu două pompe în paralel:
a — schema de principiu; *b* — diagrama de funcționare cu pompe identice; *c* — diagrama de funcționare cu pompe diferite.

ducte, într-un punct, este egală cu înălțimea totală a fiecărei conducte:

$$H_r = H_{r_1} = H_{r_2},$$

iar debitul este:

$$Q = Q_1 + Q_2$$

S. de p. formată din două pompe (identice sau diferite), cuplate în paralel la o conductă comună (Fig. S.102), reprezintă cazul cel mai frecvent în care trebuie alimentat un consumator cu un debit mai mare de lichid. Punctul de funcționare (*A*) al instalației de pompare este dat de intersecția curbei rezultante $H(Q)$ a celor două pompe în paralel cu caracteristica rețelei $H_r(Q)$. Debitul Q_A este mai mic decît suma debitelor ($Q_{B_1} + Q_{B_2}$), dacă pompele ar funcționa separat. El este cu atît mai mic cu cît caracteristicile $H(Q)$ ale pompelor sînt mai plate și cu cît curba caracteristică $H_r(Q)$ a rețelei este mai înclinată. Înălțimea de pompare H_A este mai mare decît înălțimea cea mai mare (H_{B_1}, H_{B_2}) realizată de o singură pompă funcționînd separat. Randamentul stației η este mai mic decît randamentele realizate la funcționarea individuală.

Eficacitatea energetică a cuplării în paralel crește pe măsură ce pantele caracteristicilor pompelor sînt mai înclinate și caracteristica rețelei este mai plată. Prezintă avantajul că soluția este mai sigură în exploatare și permite un reglaj în trepte mai ușor de realizat.

Schema **s. de p.** formată din pompe luate în paralel la două conducte individuale și una comună este dată în figura S.103. Cele două pompe refulează pe conductele individuale *1* și *2* pînă în punctul *B*, de unde fluidul circulă

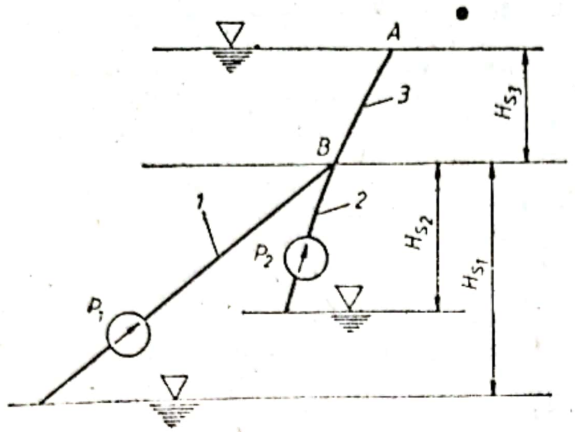


Fig. S.103. Schema de principiu a staţiei de pompare cu două pompe, cuplate în paralel la două conducte individuale şi una comună: $P_{1,2}$ — pompe cuplate în paralel; *1*, *2* — conducte individuale; *3* — conducta comună.

pe conducta comună *3* pînă în punctul *A*. Caracteristica cuplajului şi punctului *A* de funcţionare se obţin prin reducerea la cazul anterior.

S. de p. formată din două pompe (identice sau diferite) cuplate în serie la o conductă comună (Fig. S.104) se utilizează în cazul cînd debitele de fluid necesar justifică instalarea a două pompe înseriate pentru a asigura creşterea înălţimii de pompare (H_A) faţă de aceea posibilă a se realiza cu fiecare pompă în parte (H_{B_1} sau H_{B_2}). Caracteristica cuplajului se obţine prin însumarea înălţimilor de pompare la acelaşi debit pompat Q_A. Punctul *A* de funcţionare rezultă din intersecţia curbei $H_{1+2}(Q)$ cu caracteristica reţelei $H_r(Q)$.

Debitul de pompare Q_A este mai mare decît debitul cel mai mare realizat de o singură pompă. Înălţimea de pompare este mai mare decît cea mai mare înălţime de pompare care s-ar fi realizat la funcţionarea separată a pompelor. Randamentul static este mai mic decît randamentele realizate la funcţionarea individuală, eficacitatea energetică fiind cu atît mai mare cu cît caracteristicile pompelor sînt mai plate, iar caracteristica reţelei este mai înclinată. Soluţia are avantajul că permite realizarea unor înălţimi mari de pompare, care la debitul cerut nu s-ar putea realiza cu o singură pompă.

Reglarea **s. de p.** presupune reglarea parametrilor hidraulici Q şi H, care se realizează prin deplasarea punctului lor de funcţionare. Această deplasare se obţine prin:

— modificarea caracteristicii externe, păstrînd neschimbată caracteristica internă $H(Q)$ a pompei;

— modificarea caracteristicii interne $H(Q)$ a pompei, păstrînd neschimbată caracteristica externă $H_r(Q)$ a reţelei;

— modificarea simultană sau succesivă a caracteristicilor $H_r(Q)$ şi $H(Q)$.

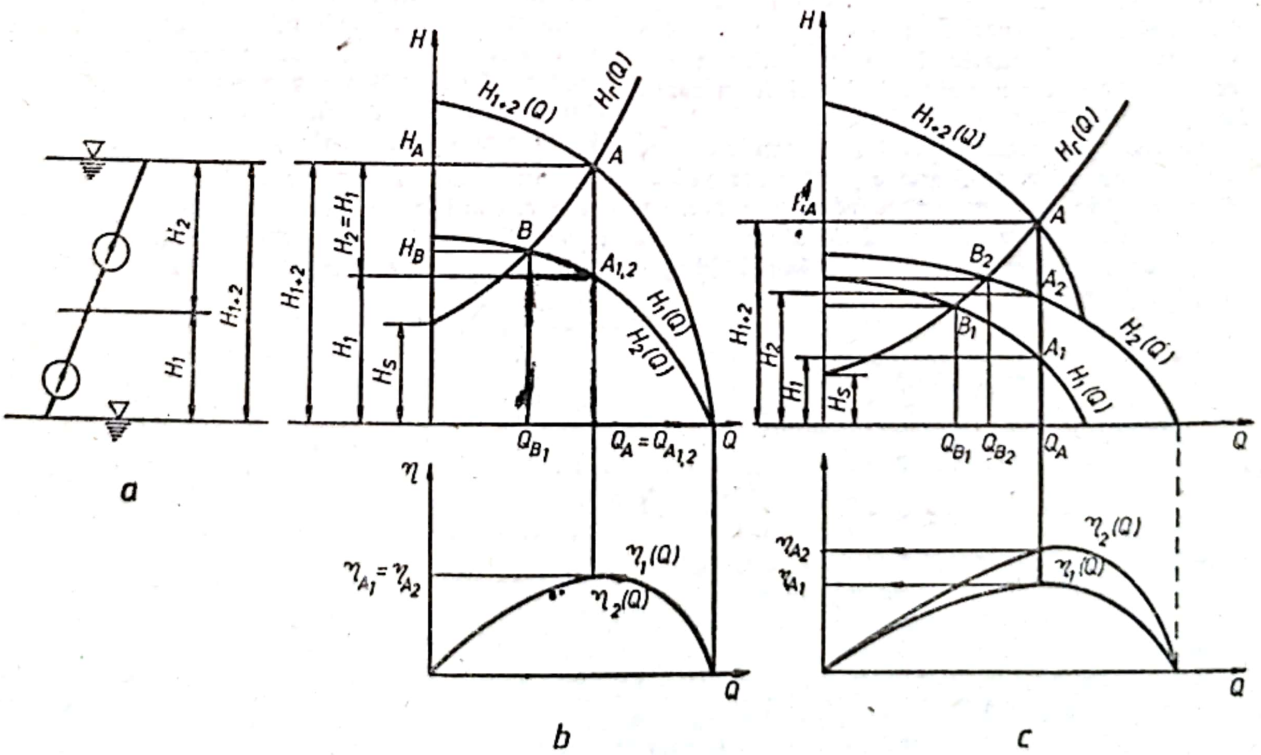


Fig. S.104. Determinarea punctului de funcţionare pentru o instalaţie de pompare cu două pompe în serie pe aceeaşi conductă:
a — schema de principiu; *b* — diagrama de funcţionare pentru pompe identice; *c* — diagrama de funcţionare pentru pompe diferite.

Scanned with OKEN Scanner

Alegerea metodei de reglare depinde de caracteristicile stației de pompare (pompă și rețea de pompare), de condițiile impuse de consumatori, de economicitatea energetică și de fidelitatea necesară în funcționare.

Domeniul de reglare a debitului este definit de relația

$$\Delta Q = \frac{Q_{min}}{Q_{max}},$$

unde: Q este domeniul de reglare a debitului; Q_{min} — debitul minim; Q_{max} — debitul maxim.

Domeniul de reglare a înălțimii de pompare este:

$$\Delta H = \frac{H_{min}}{H_{max}},$$

unde: H este domeniul de reglare a înălțimii de pompare; H_{min} — înălțimea minimă de pompare; H_{max} — înălțimea maximă de pompare.

Acționarea instalațiilor **s. de p.** se alege în funcție de caracteristicile constructive, condițiile de funcționare și efectele energo-economice, forma de energie consumată putînd fi energia electrică (motoare electrice) sau energia termică (turbine cu abur, gaze, aer etc.). Stabilirea soluției optime se face prin calcule tehnico-economice.

STAȚIE DE REDUCERE A PRESIUNII ȘI DE RĂCIRE. Instalație care are rolul de a reduce presiunea și temperatura pînă la valorile cerute fie de necesitățile de pornire/oprire ale unui bloc energetic, fie de necesitatea alimentării unor consumatori industriali în cazul funcționării la sarcini variabile.

În centralele termoelectrice de condensație, **s. de r. a p. și r.** se folosesc pentru perioadele tranzitorii de pornire/oprire, respectiv pentru alimentarea unor consumatori de abur interni, cu presiune și temperatură constantă (degazoare, preîncălzitoare de apă, apă demineralizată, păcură etc.). În centralele de termoficare **s. de r. a p. și r.** se folosesc pentru acoperirea vîrfului necesar consumatorilor industriali, sau ca instalații de rezervă, consum ce nu poate fv asigurat de prizele turbinelor. Există, de aseă menea, numeroase situații în care consumatori industriali pretind altă presiune, respectiv temperatură decît aceea ce poate fi asigurat·i de prizele turbinelor. În această situație, s-amplasează la consumatori **s. de r. a. p. și. re** care au rolul de a se asigura parametrii ceruți, deoarece în cazul unor abateri (chiar ±1 bar, respectiv ±10°C) procesul tehnologic este perturbat, iar în unele cazuri el nu mai poate avea loc (caz frecvent, întîlnit în industria chimică).

În figura S.105 este prezentată schema de principiu pentru **o s. de r. a p.și r.** Reducerea presiunii este realizată cu ajutorul robinetului cu ventil de laminare *1*, iar răcirea aburului este realizată cu apă demineralizată (provenită de obicei de la pompele de alimentare) pulverizată în răcitorul de supraîncălzitor *2*. Acționarea celor două robinete de reglare (pentru presiunea aburului și pentru debitul de apă de răcire-robinet, poziția *4*) se realizează pe baza parametrilor reglați pe conducta din aval. Tot pe conducta din aval se amplasează și supapa de siguranță *7* care are rolul de a proteja toate instalațiile din amonte de suprapresiuni, deoarece dimensionarea acestora a fost făcută pentru parametrii normali de funcționare. Schemele de implementare ale **s. de r. a p. și r.** diferă de la caz la caz, în funcție de schema de alimentare a consumatorului, tipul constructiv al stației, debitul maxim/minim de abur reglat, domeniul de reglaj etc.

Din punct de vedere energetic, **s. de r. a p. și r.** conduce la pierderi, deoarece reducerea presiunii se realizează prin laminare, iar reducerea temperaturii, prin răcire cu apă pulveri-

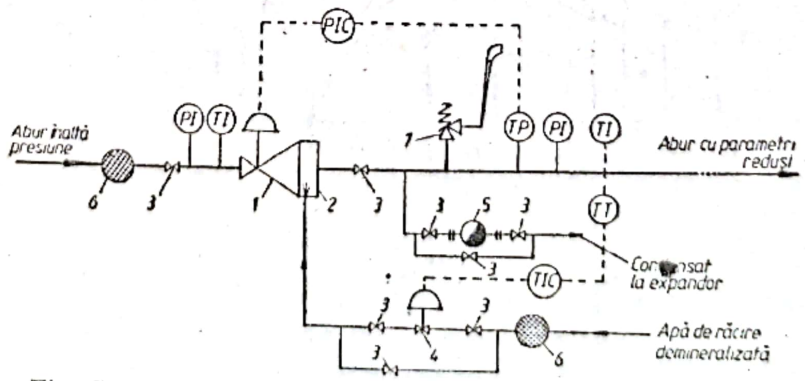


Fig. S.105. Schema termică a unei stații de reducere-răcire:
1 — robinet de reducere a presiunii; *2* — răcitor de abur; *3* — robinete de trecere (sau izolare) cu ventil; *4* — robinet de reglare pentru debitul apei de răcire; *5* — separator de condensat; *6* — filtre de impurități; *7* — supapă de siguranță cu arc; *PIC* — regulator de presiune; *TIC* — regulator de temperatură; *TT* — traductor de temperatură; *TP* — traductor de presiune; *TI* — termometru indicator; *PI* — manometru indicator.

zată. Acelaşi efect ar fi fost obţinut prin destinderea aburului într-o turbină, ceea ce ar fi avut ca efect obţinerea unui lucru mecanic.

În figurile S.106 şi S.107 sînt prezentate schemele de montaj ale s. de .r. a p. şi r. cu robinete de reducere a presiunii, independente de sistemul de răcire, sau cu robinete de construcţie specială, care realizează atît reducerea presiunii, cît şi răcirea aburului. Conducta din aval de staţie va fi montată cu o pantă de 2% pentru a se putea realiza drenajul condensatului. În figura S.106 *a* răcirea aburului se face cu apă pulverizată prin duze cu debit de apă fix, iar în figura S.106 *b* răcirea se face prin pulverizarea apei prin duze cu debit de apă variabil, modificarea lui fiind în funcţie de temperatura aburului din aval.

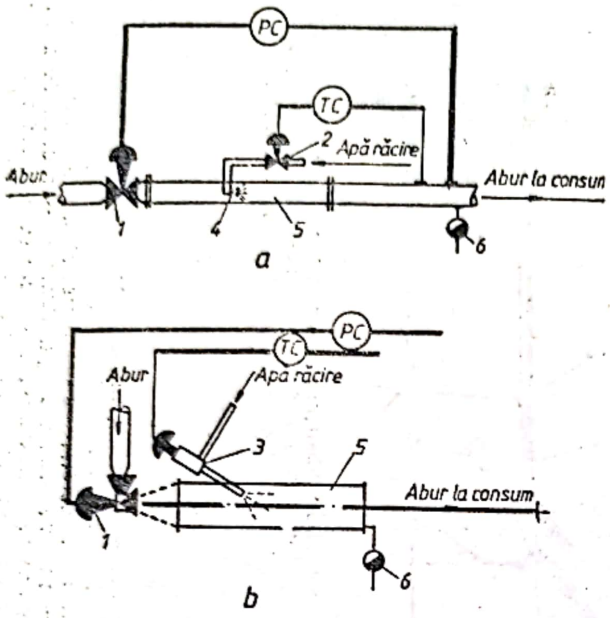


Fig. S.106. Schemele de montaj ale staţiilor de reducere-răcire (SRR) cu ventil de laminare şi răcitor de abur separat:

a — SRR cu duză de secţiune constantă; *b* — SRR cu duză de secţiune variabilă.

1 — robinet de reducere a presiunii; *2* — robinet de reglare a debitului de apă (Fig. S.106 a); *3* — robinet de reglare a debitului de apă cu duză de secţiune variabilă (Fig. S.106 b); *4* — duză cu secţiune constantă (Fig. S.106 a); *5* — răcitor de abur; *6* — oală de condensat; *PC* — buclă de reglare a presiunii; *TC* — buclă de reglare a temperaturii.

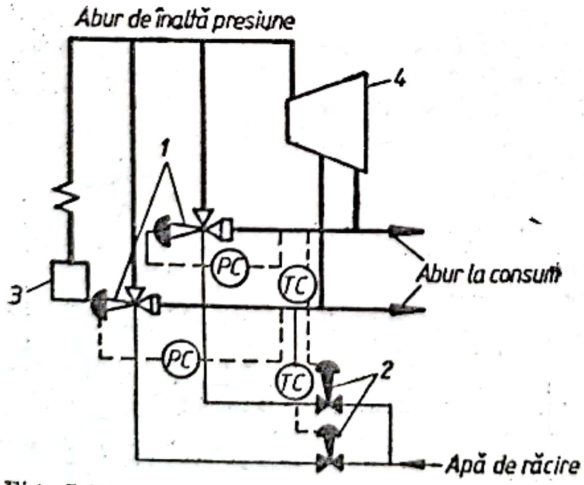


Fig. S.107. Schema de montaj a staţiilor de reducere răcire cu ventil de laminare şi dispozitiv de răcire înglobat:

1 — robinete de reducere a presiunii şi de răcire a aburului; *2* — robinete de reglare a debitului apei de răcire; *3* — generator de abur; *4* — turbină de abur; *PC* — buclă de reglare a presiunii; *TC* — buclă de reglare a temperaturii.

Figura S.108 este prezentată schema de reglaj pneumatic al unei instalaţii. Viteza de răspuns a instalaţiei la reglaj depinde de condiţiile impuse de consumator (viteza de răspuns normală sau rapidă). Domeniul de reglaj pentru debit variază de la un tip constructiv la altul (ex.: raportul între debitul maxim şi minim reglat este cuprins între 10/1 şi 25/1).

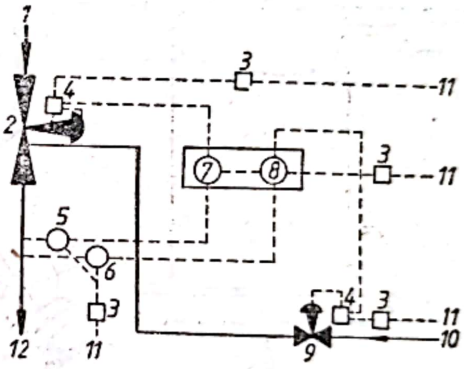
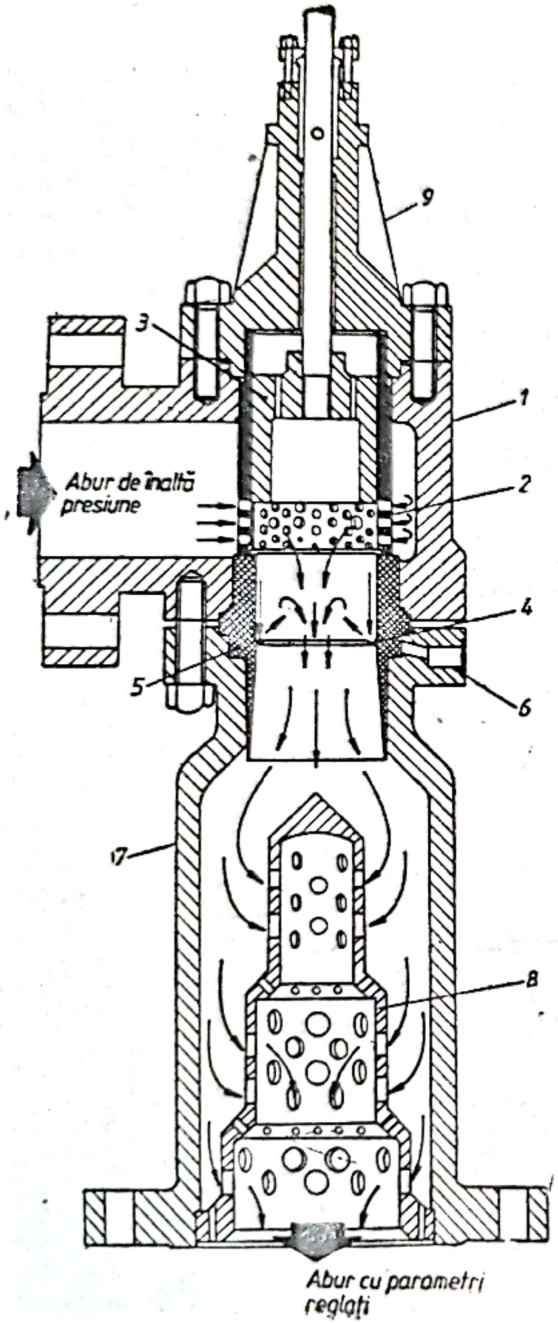


Fig. S.108. Schema de reglaj a unei staţii reducere-răcire:

1 — conductă de abur de înlată presiune; *2* — robinet combinat de reducere-răcire a aburului cu actuator; *3* — filtru/regulator de aer; *4* — poziţionar; *5* — traductor de presiune; *6* — traductor de temperatură; *7* — regulator indicator de presiune (automat şi manual); *8* — regulator indicator de presiune (automat şi manual; *9* — robinet de apă de răcire cu actuator; *10* — conductă de alimentare cu apă de răcire; *11* — alimentare cu aer instrumental; *12* — conductă de abur de parametri reglaţi (presiune şi temperatură redusă).

În figura S.109 este prezentată schema constructivă a unui robinet de reducere a presiunii şi a temperaturii. Reducerea presiunii are loc într-un robinet prevăzut cu un orificiu obturat parţial de pistonul *3*, care are şi rolul de a regla debitul. În continuare, aburul este răcit de apa care curge prin duzele dispuse radial în inelul *4*. Aburul şi apa sînt amestecate în conducta *5*, apa fiind injectată în zona de turbulenţă maximă a aburului, avînd astfel loc o viteză de vaporizare maximă a picăturilor de apă.

Scanned with OKEN Scanner



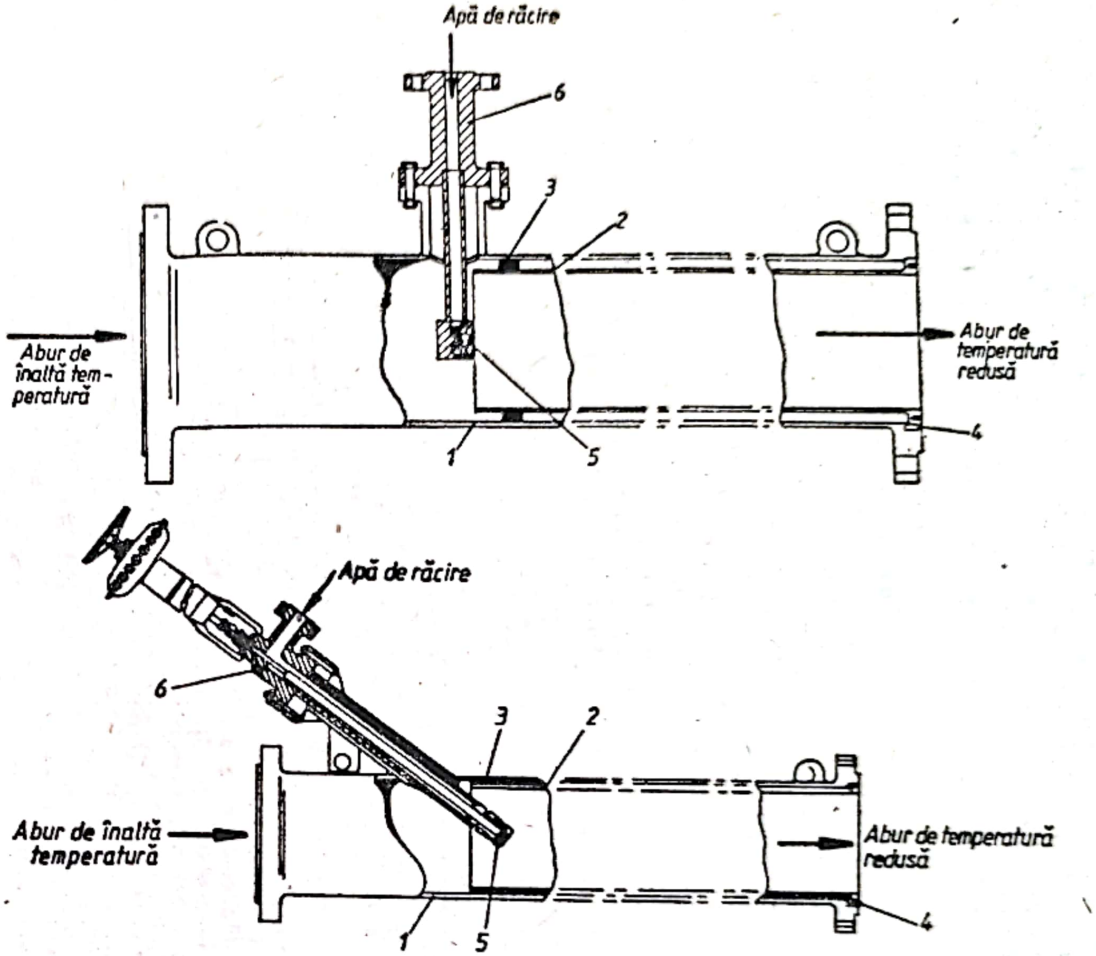


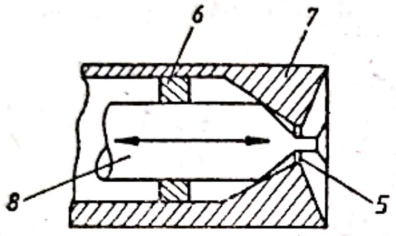
Fig. S.110. Răcitor de abur (desupraîncălzitor) cu duză cu orificiu fix:
1 — corpul răcitorului; *2* — țeavă interioară; *3* — inele distanțiere; *4* — loc de drenaj; *5* — duză fixă; *6* — racordul apei de răcire.

Fig. S.109. Robinet combinat de reducere a presiunii și temperaturii de tipul în unghi drept (sistem Introl):
1 — corpul robinetului; *2* — cilindru cu orificii; *3* — pistonul de obturare; *4* — inel cu duze de pulverizare a apei; *5* — tub de amestec apă-abur; *6* — racord de intrare a apei de răcire; *7* — zona de omogenizare (amestec); *8* — deflector perforat; *9* — capacul robinetului prevăzut cu aripioare de răcire cu aer.

Scanned with OKEN Scanner

În continuare, amestecul este condus într-o zonă de omogenizare (amestec) 7, prevăzută cu un deflector perforat 8, care are, de asemenea, și rolul de a reduce zgomotul (același rol îl are și sistemul cilindrul cu orificii 2 și pistonul obturator 3). Sistemul prezentat are și un nivel redus de vibrații comparativ cu robinetele de reducere a presiunii cu ventil de formă parabolică. Suprafețele cilindrului perforat 2 și pistonului 3 sînt placate cu stellit, corpurile lor fiind confecționate din oțel inoxidabil. Capacul robinetului este prevăzut cu aripioare de răcire.

Atunci cînd răcirea se face într-un utilaj separat se utilizează răcitoare de abur de tipul cu duze cu orificiu fix (Fig. S.110) sau variabil (Fig. S.111).



Duza cu orificiu variabil

Fig. S.111. Răcitor de abur (desupraîncălzitor) cu duză cu orificiu variabil (sistem Introl):
1—4 idem fig. S.110; *5* — duză reglabilă; *6* — inel turbionator; *7* — corpul duzei; *8* — tija actuatorului.

STAȚIONAR (Regim). Regim caracteristic de desfășurare a unui fenomen sau de funcționare a unei mașini, instalații etc. pentru care mărimile ce definesc fenomenul sau caracterizează funcționarea mașinii (instalației) nu se modifică în timp.

În cazul curgerii (v. Curgere; Mișcare laminară; Mișcare turbulentă), regimul este s., dacă cîmpurile de viteză $\vec{v}(x, y, z, \tau)$, presiune $p(x, y, z, \tau)$, temperatură $t(x, y, z, \tau)$, densitate $\rho(x, y, z, \tau)$ etc. nu se modifică în timp:

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial \tau}=0 \left(\frac{\partial u}{\partial \tau}=\frac{\partial v}{\partial \tau}=\frac{\partial w}{\partial \tau}=0\right); \quad \frac{\partial p}{\partial \tau}=$$

$$=0; \quad \frac{\partial t}{\partial \tau}=0; \quad \frac{\partial \rho}{\partial \tau}=0 \ldots \text{ etc.}$$

În cazul transferului de căldură conductiv, regimul este s., dacă nu se înregistrează modificarea în timp a cîmpului de temperatură din interiorul corpului prin care se propagă fluxul de căldură:

$$t=t(x, y, z, \tau); \quad \frac{\partial t}{\partial \tau}=0.$$

În general, un fenomen oarecare este descris de n cîmpuri de parametri i care sînt funcții de coordonatele spațiale și de timp: $\varphi_i=\varphi_i(x, y, z, \tau)$. Regimul de desfășurare al fenomenului este s. dacă valorile acestor parametri, în orice punct, sînt constante în timp:

$$\frac{\partial \varphi_i}{\partial \tau}=0; \; i=1, 2, \ldots, n.$$

În cazul mașinilor și instalațiilor, regimul de funcționare este s., dacă parametrii caracteristici — turație, putere, consum de combustibil, cîmpul de temperaturi în piese etc. — se mențin constanți în timp.

STAȚIONARĂ (Mișcare). v. Mișcare permanentă.

STEAUA MANIVELELOR (Sin.: **Stelajul manivelelor**). Proiecția planurilor coturilor arborelui cotit al unui motor cu ardere internă pe un plan normal la axa arborelui.

În figura S.112 este dată construcția s.m. pentru un motor cu doi cilindri. La un motor

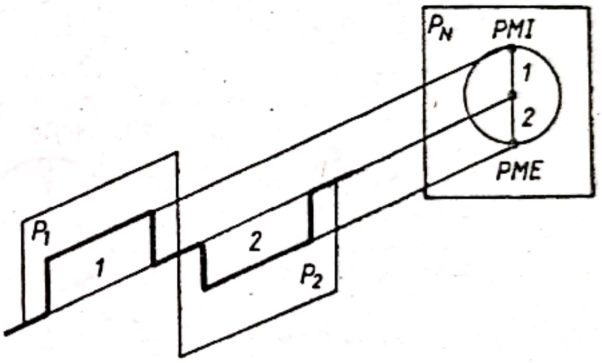


Fig. S.112. Construcția stelei manivelelor pentru un motor cu doi cilindri:
P_1 — planul cotului 1; P_2 — planul cotului 2; P_N — normal la axa arborelui cotit.

cu i cilindri, s.m. este formată din i linii concentrice (care reprezintă manivelele arborelui cotit), constituind o figură indeformabilă, care se rotește cu viteza de rotație a arborelui.

Unghiul dintre două manivele care ajung succesiv în poziția de aprindere (punctul mort interior) reprezintă decalajul unghiular între două aprinderi (δ); $\delta=\frac{\Phi}{i}$, unde Φ este perioada ciclului motor.

Cînd aprinderile sînt uniform repartizate, manivelele se distribuiesc uniform în jurul axei de rotație.

În cazul motoarelor în patru timpi cu i cilindri, arborele execută două rotații în cursul unui ciclu, deci decalajul unghiular în care se produc succesiv aprinderile este $720°/i$. Aprinderile sînt uniform repartizate, dacă în jumătate din numărul cilindrilor ($i/2$) aprinderile se

produc în prima rotaţie a arborelui, iar în ceilalţi $i/2$ cilindri, aprinderile au loc în a doua rotaţie a arborelui. Consecinţa este faptul că manivelele sînt două cîte două în fază, grupele de manivele în fază fiind uniform distribuite în jurul axei de rotaţie.

La motoarele în patru timpi cu număr impar de cilindri, manivelele sînt distribuite uniform în jurul axei de rotaţie $\left(\delta = \frac{\Phi}{i}\right)$.

La motoarele în doi timpi cu aprinderi uniform repartizate, decalajul unghiular între manivelele cilindrilor în care se produc succesiv aprinderile este $\delta = \Phi/i = 360/i$, respectiv manivelele se repartizează uniform în jurul axei de rotaţie a arborelui.

În construcţia **s.m.** condiţia uniformităţii aprinderilor precizează poziţia relativă a manivelelor în jurul axei de rotaţie. Poziţia relativă a manivelelor în lungul axei de rotaţie este stabilită de condiţiile de echilibrare a motorului. Din punctul de vedere al echilibrării, există mai multe posibilităţi de alcătuire a schemei arborelui cotit, în raport cu numărul cilindrilor. În figura S.113 sînt prezentate soluţiile posibile ale **s.m.** pentru motoare în patru timpi, cu patru cilindri în linie (numărătoarea cilindrilor se efectuează începînd de la flanşa de cuplare a arborelui cotit cu arborele antrenat; decalajul unghiular între două aprinderi succesive fiind $\frac{720}{4} = 180°$, rezultă că cele patru manivele sînt în acelaşi plan).

Soluţia din figura S.113 *c* este cea mai avantajoasă, deoarece arborele cotit are un plan central de simetrie (manivelele în fază

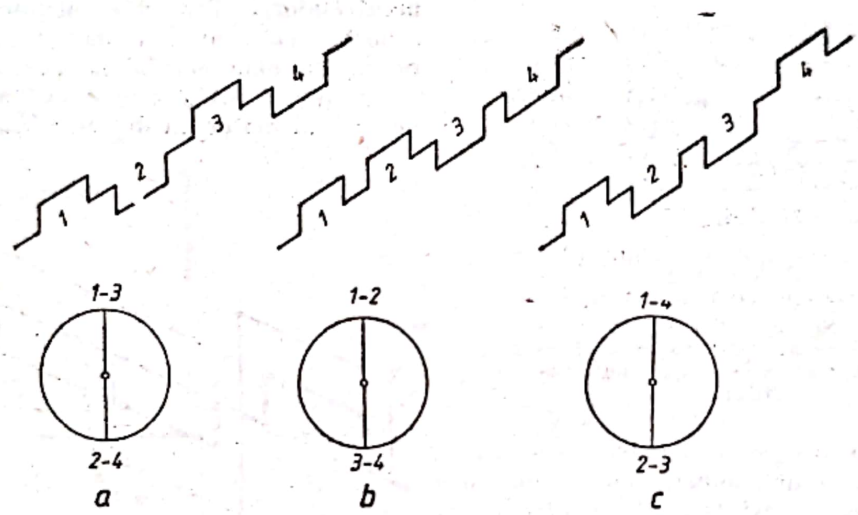
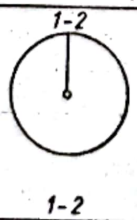
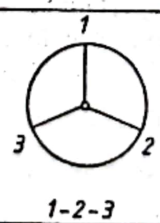
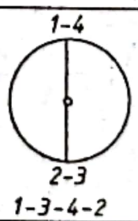
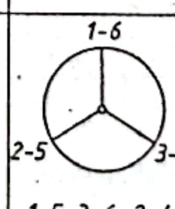
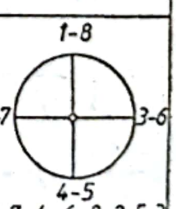
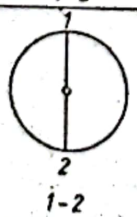
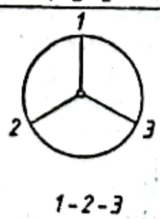
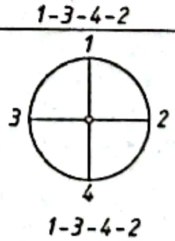
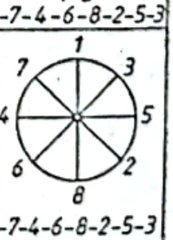


Fig. S.113. Soluţii posibile ale stelei manivelelor pentru motoare în 4 timpi, cu 4 cilindri în linie.

Tabelul S.15

Soluţiile stelei manivelelor şi ordinea de aprindere pentru motoare în 4 timpi şi motoare în 2 timpi, cu dispunerea cilindrilor în linie

Nr. cilindri / Nr. timpi	2	3	4	6	8
4 timpi	 1-2	 1-2-3	 1-3-4-2	 1-5-3-6-2-4	 1-7-4-6-8-2-5-3
2 timpi	 1-2	 1-2-3	 1-3-4-2	1-5-3-6-2-4	 1-7-4-6-8-2-5-3

sînt dispuse la distanţe egale de mijlocul arborelui, respectiv sînt simetrice în oglindă). La această soluţie există două variante de alegere a ordinii de aprindere: 1-2-4-3-1 sau 1-3-4-2-1. Varianta optimă este aceea care conduce la încărcarea minimă a lagărelor arborelui cotit, respectiv dacă nu se produc aprinderi succesive în doi cilindri alăturaţi. În cazul motorului cu patru cilindri, în ambele variante există două aprinderi succesive, respectiv ambele soluţii sînt echivalente.

În tabelul S.15 sînt date soluţiile s.m. pentru motoare în patru timpi şi în doi timpi, cu dispunerea cilindrilor în linie.

STEPHENSON, George. Inginer englez (1781—1848). În 1814 a introdus tracţiunea prin locomotive cu abur în transportul feroviar din Anglia.

STIRLING (Motor). Motor cu ardere externă cu piston, în care agentul motor este aer sau gaz cald (v. Motor cu ardere externă)

Schema de principiu a unui motor S. este prezentată în figura S.114. Aerul sau gazul încălzit de arzătorul *1*, expandează în spaţiul *A* al cilindrului de lucru, determinînd deplasarea pistoanelor *8* şi, respectiv *5*, cuplate prin bielele *6* cu mecanismul rombic *7*. Acesta transmite, prin intermediul unor angrenaje, lucrul mecanic util la arborii *9*. Spaţiul cald (*A*) şi cel rece (*B*) ale cilindrului sînt puse în legătură prin canale, în care sînt plasate regeneratoarele 3 şi răcitoarele *4*. Circulaţia agentului termic în canalele de legătură este alternativă (în cele două sensuri, determinate de mişcarea pistoanelor). La trecerea prin regeneratoare, agentul cedează şi, respectiv, preia căldură, iar la trecerea prin răcitoare agentul cedează căldură pentru menţinerea temperaturii spaţiului rece în limitele prevăzute.

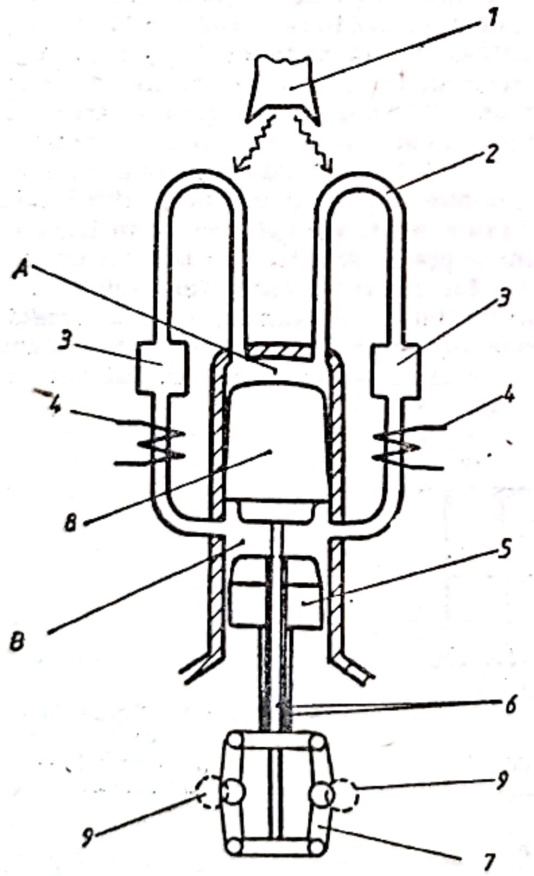


Fig. S.114. Schema de funcţionare a motorului Stirling:
1 — arzător; *2* — conducte de încălzire; *3* — regeneratoare; *4* — răcitoare; *5* — piston intermediar; *6* — biele; *7* — mecanism rombic; *8* — piston principal; *9* — arbori; *A* — spaţiu cald; *B* — spaţiu rece.

Avantajele principale ale motorului S. în raport cu motoarele uzuale cu ardere internă sînt funcţionarea liniştită (combustibilul este ars continuu — nu apare arderea violentă specifică motorului cu ardere internă —) şi nivelul redus al emisiilor poluante (poate fi utilizat orice combustibil). În cazul utilizării căldurii solare drept sursă caldă, emisiile poluante dispar complet. Motoarele de tip S. pot fi practic utilizate în domenii foarte variate (automobile, camioane, tractoare, motoare industriale, propulsie navală). Limitele aplicării pe scară largă a motorului S. sînt impuse, în principal, de costul ridicat (mecanisme cinematice complexe) şi dimensiunile mari. Datorită avantajelor menţionate, motoarele S. constituie, în prezent, obiectul unor cercetări sistematice. Un domeniu recent de aplicare cu succes a acestor motoare îl reprezintă propulsia la submarine.

STOECHIOMETRICĂ (Reacţie). Reacţie chimică între componenţi, în care fiecare intervine într-o cantitate ce rezultă din ecuaţia de bilanţ masic pentru fiecare component:

$$aA+bB+\cdots \leftrightarrows cC+dD+\cdots,$$

$a; b; \ldots; c; g; \ldots$ fiind coeficienţi stoechiometrici.

Dacă: $a+b+\cdots > c+b+\cdots$ reacţia decurge cu contragere de volum

$a+b+\cdots = c+b+\cdots$ reacţia decurge cu menţinere constantă a volumului

$a+b+\cdots < c+b+\cdots$ reacţia decurge cu mărire de volum.

STRAT LIMITĂ. Strat de fluid din vecinătatea unui perete, în care viteza variază de la zero (la perete) la valoarea maximă a fluidului. **S.l.** se datoreşte forţelor de frecare mecanică a fluidului cu peretele şi forţele de frecare internă produse de vîscozitatea fluidului.

S.l. hidrodinamic împarte zona de curgere pe lîngă un perete în două domenii: un strat

Scanned with OKEN Scanner

subțire adiacent peretelui, în care gradientul vitezei și forțele de frecare mecanică și vîscoasă sînt mari și o regiune exterioară acestui strat, unde viteza este practic egală cu viteza în curgere liberă. Grosimea **s.l.** δ se definește, în mod convențional, cu distanța de la suprafața peretelui pînă la punctul în care viteza locală atinge 99 % din viteza fluidului în zona de curgere neperturbată. Grosimea acestui strat scade cu creșterea vitezei medii a fluidului și cu reducerea rugozității peretelui și vîscozității fluidului. O expresie aproximativă pentru grosimea δ la curgerea unui fluid printr-un tub cilindric cu diametrul d este:

$$\delta \approx \frac{30d}{\mathrm{Re}\sqrt{f}},$$

unde f este coeficientul de frecare liniară, iar Re — criteriul Reynolds.

În figura S.115 se prezintă distribuția vitezei în **s.l.** hidrodinamic la mișcarea în lungul unei plăci plane. Se observă că grosimea **s.l.** crește în sensul mircării, ca urmare a creșterii zonei de influență a frecării. **S.l.** este cu atît mai subțire, cu cît viscozitatea dinamică η a fluidului este mai mică. Efortul tangențial $\tau = \eta(dw/dy)$, care apare ca urmare a frecării

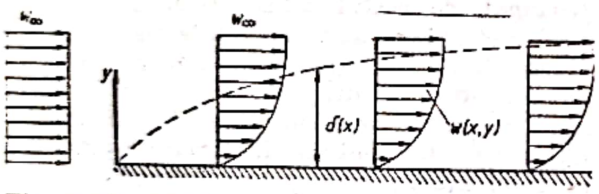


Fig. S.115. Distribuția vitezei în stratul limită la o placă plană:
w_∞ — viteza fluidului în afara stratului limită;
$w(x, y)$ — viteza mișcării în stratul limită;
$\delta(x)$ — grosimea stratului limită.

în **s.l.**, este cu atît mai mare, chiar la viscozități mici (criterii Reynolds mari), cu cît gradientul vitezei dw/dy în direcție normală y la direcția de mișcare este mai mare. În afara **s.l.** efortul tangențial de frecare τ este practic neglijabil, curgerea fluidelor avînd loc fără frecare, astfel încît mișcarea poate fi studiată cu ajutorul ecuațiilor fluidelor ideale.

Formarea și dezvoltarea **s.l.** la un tub cilindric cu diametrul interior d este arătată în figura S.116. Fluidul în mișcarea omogenă uniformă curge paralel cu axa tubului și are viteza w_∞, egală în tot domeniul. Datorită poziției tubului față de curentul de fluid, **s.l.** se formează în mod simetric pe peretele interior al tubului. De la intrarea în tub, în secțiunea O, datorită contactului fluidului cu suprafața peretelui, începe formarea **s.l.** care are la început o mișcare laminară, indiferent de valoarea vitezei w_∞.

Dacă viteza w_∞ este redusă, astfel încît mișcarea fluidului în tub este laminară ($\mathrm{Re} = \overline{w}\, d/\nu < 2\,320$, unde w este viteza medie în tub, iar ν — viscozitatea cinematică a fluidului), începînd dintr-o anumită secțiune S, **s.l.** laminar ocupă întreaga secțiune transversală a tubului (Fig. S.116 *a*). Între secțiunile O și S, între care există distanța L_h, are loc dezvoltarea completă a **s.l.**, respectiv, stabilizarea profilului vitezei în secțiunea transversală a tubului. Modificarea profilului vitezei între secțiunile O și S se datorează frecării fluidului cu peretele și frecării vîscoase între straturile vecine de fluid, efectul acestor forțe transmițîndu-se progresiv către axa tubului pe măsură ce fluidul avansează prin tub. Lungimea L_h poartă numele de *lungime hidrodinamică de intrare* și este de aproximativ $L_h \approx 50d$, unde d este diametrul interior al tubului. În regim

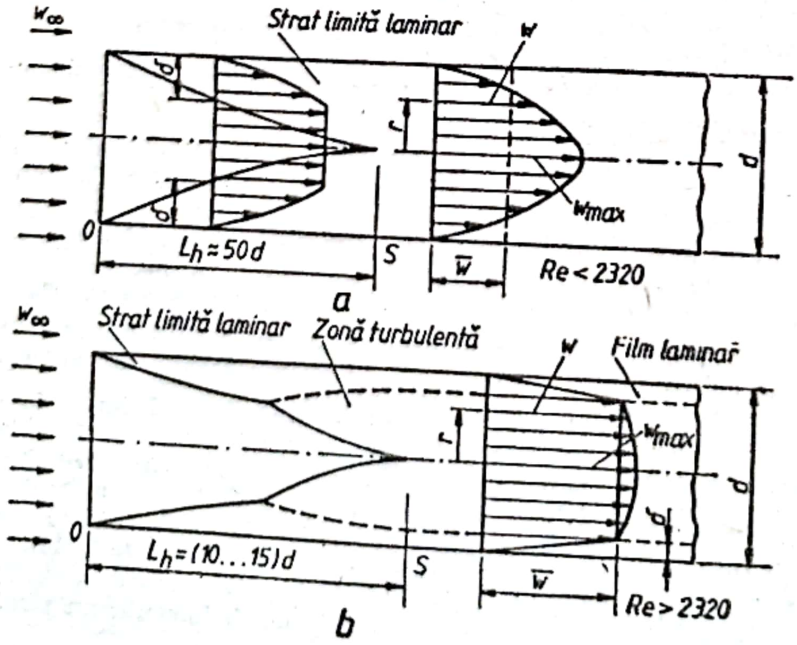


Fig. S.116. Stratul limită la tubul cilindric:
a — curgere laminară; *b* — curgere turbulentă.

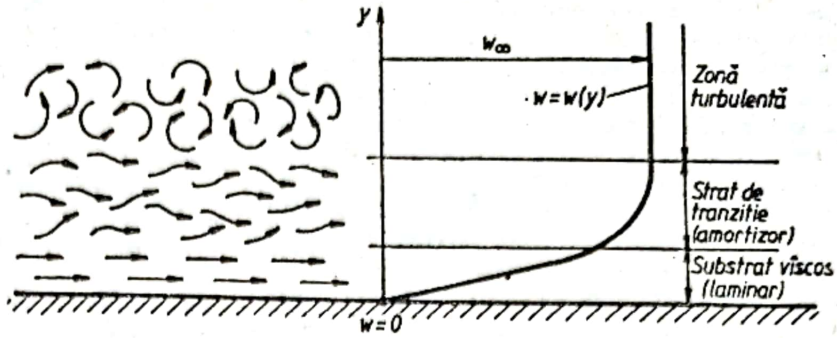


Fig. S.117. Structura curgerii turbulente și profilul vitezei fluidului în apropierea suprafeței unui perete (w este viteza fluidului la distanță suficient de mare de perete).

stabilizat de curgere laminară (respectiv, după secțiunea S), distribuția vitezei este parabolică, de forma:

$$w=w_{max}[1-4(r/d)^2],$$

unde w este viteza locală la distanța r de axa tubului, iar w_{max} — viteza maximă realizată în axa tubului. Viteza medie $\overline{w}$ este jumătate din valoarea vitezei maxime: $\overline{w}=0{,}5w_{max}$.

Dacă viteza w_∞ cu care pătrunde fluidul în tub are o valoare mai mare, curgerea fiind turbulentă (este îndeplinită condiția $Re=\overline{w}d/\nu>2\,320$), **s.l.** devine turbulent și, începînd din secțiunea S, ajunge să umple întreaga secțiune transversală a tubului (Fig. S.116 *b*), cu excepția unui film de fluid atașat peretelui, denumit substrat laminar, în care mișcarea este laminară. În acest caz, lungimea hidrodinamică de intrare pe care se face stabilizarea profilului vitezei este mai scurtă, datorită efectelor turbulenței, de aproximativ $L_h=(10\cdots15)d$. După secțiunea S distribuția vitezei în secțiunea transversală de curgere este aproape uniformă, cu excepția variației rapide pe grosimea substratului laminar δ. Pînă în prezent, au fost propuse numeroase legi de distribuție a vitezei în curgerea turbulentă. Pentru calcule orientative, se poate folosi formula aproximativă a lui Prandtl (legea 1/7):

$$w/w_{max}=(y/r_0)^{1/7},$$

unde $r_0=d/2$, iar $y=r_0-r$ este distanța măsurată de la perete. Viteza medie $\overline{w}\approx 0{,}84w_{max}$ Pentru calcule mai precise este propusă relația lui Altșul:

$$w/w_{max}=(y/r_0)^{0{,}9\sqrt{f}},$$

în care f este coeficientul de frecare liniară. Raportul dintre viteza maximă și viteza medie este, în acest caz,

$$w_{max}/\overline{w}=1+1{,}35\sqrt{f}.$$

Este important de reținut că, în mișcarea turbulentă, datorită pulsațiilor vitezei, variația vitezei tinde către o distribuție uniformă.

În modelele mai complexe ale curgerii turbulente, zona de lîngă perete este concepută ca fiind alcătuită din trei straturi: un substrat laminar (vîscos), adiacent peretelui, un strat de tranziție (amortizor) intermediar și zona exterioară cu curgere turbulentă (Fig. S.117).

Dacă în lungul suprafeței unui corp există zone de creștere a presiunii, atunci fluidul frînat în **s.l.** și caracterizat de energie cinetică redusă nu poate ajunge în zona presiunilor ridicate; fluidul este respins de zona cu presiune ridicată, producîndu-se desprinderea și îndepărtarea lui de perete. Fenomenul este cunoscut sub denumirea de *desprindere a* **s.l.** Diferența cea mai importantă între curgerea unui fluid peste un corp neaerodinamic și curgerea peste o placă plană sau un corp aerodinamic se află în comportarea **s.l.** În timp ce la o placă plană sau la un corp cu formă aerodinamică **s.l.** de fluid nu se desprinde deloc de suprafață sau eventual se desprinde în partea finală a corpului, cînd creșterea de presiune în lungul suprafeței devine foarte mare, la corpurile neaerodinamice punctul de separare se găsește în apropierea muchiei de atac. Dincolo de punctul de separare a **s.l.**, fluidul din apropierea suprafeței curge în direcție opusă curentului principal, așa cum se arată în figura S.118.

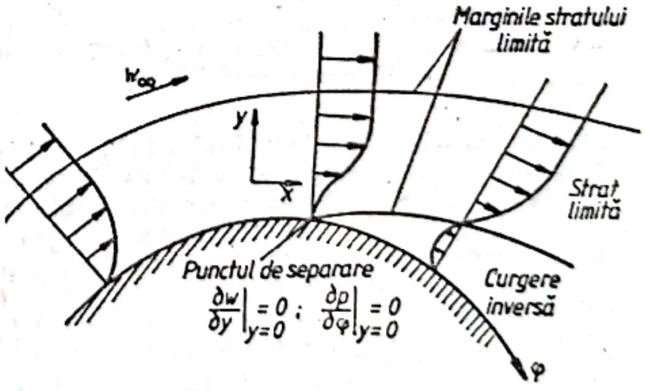


Fig. S.118. Stratul limită, distribuția vitezei și formarea curgerii inverse la suprafața unui cilindru.

Curgerea locală inversă produce perturbații în fluid și crează vîrtejuri turbulente. Desprinderea sau separarea **s.l.** se datorește creșterii

Scanned with OKEN Scanner

presiunii în lungul curgerii și decelerării fluidului în apropierea peretelui. Pe măsură ce fluidul parcurge prima jumătate a cilindrului (Fig. S.118), secțiunea transversală de curgere se reduce, iar viteza fluidului crește, rezultînd o scădere a presiunii statice la perete. Pe jumătatea opusă a cilindrului apare un fenomen invers, respectiv, presiunea statică crește datorită micșorării vitezei. Datorită viscozității, viteza și, ca urmare, energia cinetică a fluidului sînt mici la suprafața cilindrului. Scăderea vitezei de-a lungul curgerii produce stagnarea fluidului și, în continuare, apariția curgerii inverse. Curgerea inversă împinge s.l. laminar de la suprafața corpului, rezultatul fiind separarea curgerii și formarea vîrtejurilor.

S.l. termic. Analog modului de definire a s.l. hidrodinamic, ca reprezentînd acea regiune a curgerii unui fluid în care forțele de frecare vîscoasă se fac simțite, se poate defini în vecinătatea peretelui un s.l termic, ca reprezentînd acea regiune a curgerii în care există gradienți ai temperaturii în fluid. Acești gradienți ai temperaturii rezultă din procesul de transfer al căldurii între fluidul cu temperatura t_∞ (la o distanță mare de perete) și suprafața peretelui cu temperatura t_p, ca de exemplu, în cazul plăcii plane din figura S.119, la care

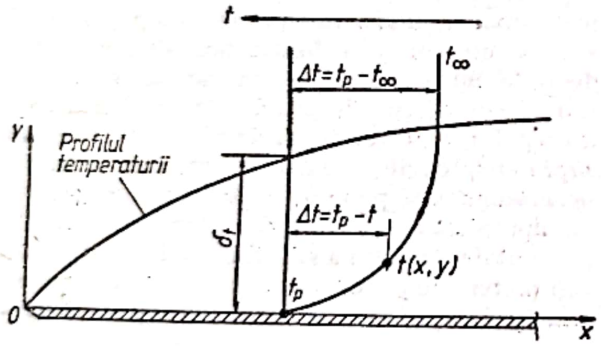


Fig. S.119. Profilul temperaturii în stratul limită termic la curgerea fluidului paralel cu o placă plană încălzită.

grosimea s.l. termic este notată cu δ_t. Grosimea s.l. termic δ_t se definește, în mod convențional, ca distanța de la suprafața peretelui pînă în punctul în care diferența de temperatură dintre perete și fluid atinge 99% din valoarea diferenței de temperatură în curgerea liberă, neperturbată de prezența peretelui. Evaluarea coeficientului de convecție α depinde de cunoașterea distribuției temperaturii în s.l. termic. De exemplu, pentru o placă plană încălzită (Fig. S.119), profilul temperaturii este dat de parabola cubică:

$$\frac{t-t_p}{t_\infty-t_p}=\frac{3y}{2\delta_t}-\frac{1}{2}\left(\frac{y}{\delta_t}\right)^3.$$

Pentru grosimea s.l. termic δ_t Pohlhausen a propus o relație de legătură între s.l. termic și hidrodinmic sub forma:

$$\delta_t=\delta/\mathrm{Pr}^{1/3},$$

unde Pr este criteriul Prandtl, care caracterizează proprietățile fizice ale fluidului. Ultima relație arată că grosimea s.l. termic este mai mare decît a celui hidrodinamic pentru fluide care au valorea criteriului $\mathrm{Pr}<1$ (metale topite), dar $\delta_t>\delta$ pentru fluide cu $\mathrm{Pr}>1$ (uleiuri). Pentru fluide la care $\mathrm{Pr}=1$ (apă, abur, gaze), $\delta_t=\delta$, iar profilele vitezei și temperaturii coincid, fiind descrise de aceleași ecuații. Analog lungimii hidrodinamice de intrare, se definește *lungimea termică de intrare* ca distanța pe care se dezvoltă și se stabilizează profilul temperaturii.

STRAT TERMOIZOLANT. Material care acoperă o suprafață caldă sau rece și are ca rol micșorarea transferului de căldură într-un sistem.

S.t. trebuie să aibă o conductivitate termică cît mai mică posibil, să fie ignifug, hidrofug și să reziste bine la șocuri. Materialele utilizate în acest scop sînt fluide (ex.: aerul) sau solide (ex.: azbestul, vata de sticlă, vata de zgură, pluta, kieselgurul, betonul celular etc.). Materialele solide sînt omogene și eterogene (poroase, aglomerate, amestecuri din resturi omogene etc.) (v. Izolație termică).

SUBLIMARE. Fenomen de trecere a unei substanțe solide direct în stare de vapori, fără a mai trece prin starea de lichid. S. este specifică la presiunea atmosferică pentru unele substanțe (naftalină, iod, CO_2 solid etc.).

Pentru ca fenomenul să aibă loc este necesar ca presiunea deasupra solidului să fie mai mică decît presiunea de punct triplu, caracteristică substanței respective. Pentru fenomenul de s., analog celorlalte transformări de fază, dependența dintre presiune și temperatura de s. este exprimată de legea Clapeyron-Clausius în forma:

$$\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}T}=\frac{L}{T(v_v-v_s)},$$

în care: L este căldura latentă de s.; v_v, v_s — volumele specifice ale fazei de vapori, respectiv solid; T — temperatura de s. Presiunile la care se produce s. au valori reduse, $v_v \gg v_s$; aceasta are ca efect faptul că temperatura de s. este monoton crescătoare cu presiunea. Fenomenul încetează la atingerea presiunii de punct triplu. Pentru presiuni mai mici decît presiunea punctului triplu, s. încetează cînd presiunea de vapori la suprafața solidului a atins valoarea presiunii de s. corespunzătoare temperaturii la care se află substanța. Întrucît pentru majo-

ritatea substanţelor temperatura de vaporizare la presiunea normală este mai ridicată decît cea de topire, substanţa se topeşte fără să sublimeze.

SUBRĂCIRE. Există următoarele definiţii pentru **s.**

a. Fenomen de hysterezis termic care apare la solidificarea sau la transformarea alotropică a metalelor şi aliajelor, cînd viteza lor de răcire este mult mai mare decît cea corespunzătoare stării de echilibru. **S.** se caracterizează prin diferenţa dintre temperatura teoretică de solidificare şi cea reală la care se produce transformarea, diferenţă care creşte cu viteza de răcire.

b. Rămînerea unui corp în stare lichidă cînd se află la o temperatură mai mică decît cea de solidificare. Ea este o stare metastabilă, se caracterizează printr-o temperatură inferioară celei corespunzătoare zonei de stabilitate a stării de agregare la aceeaşi presiune şi se obţine printr-un proces de răcire lentă. În această situaţie se află vaporii diferitelor substanţe care, răciţi sub temperatura de condensare, rămîn totuşi în stare gazoasă, lichidele răcite sub temperatura de solidificare şi care totuşi nu se solidifică, soluţiile răcite sub temperatura de depunere şi în care totuşi nu s-a format nici un precipitat etc. În figura S.120

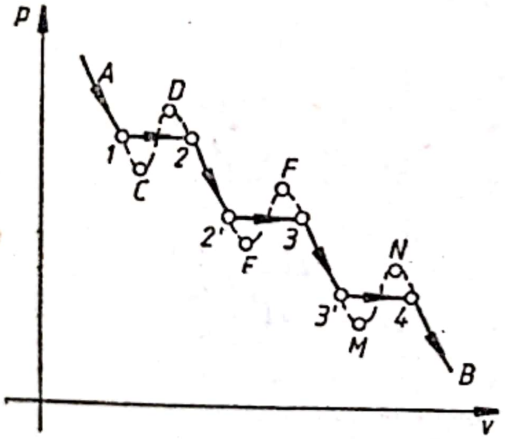


Fig. S.120. Izotermele unui corp pur.

se prezintă fenomenele de **s.** şi supraîncălzire pentru un corp pur. Curba A122'33'4B reprezintă stările stabile din punct de vedere termodinamic şi anume: A1 — cristal, 12 — transformare alotropică pentru corpul care admite mai multe structuri cristaline (polimorfism), 22' — formă cristalină alotropică, 23' — topire; 33' — lichid; 3'4 — proces de vaporizare, 4B — vapori supraîncălziţi (gaz). Zonele CD, EF, MN sînt stări instabile fără durabilitate. Celelalte zone reprezintă stări metastabile şi anume: 1C, 2'E, 3'M — stări de supraîncălzire; D2, F3, N4 — stări de **s.**; F3 — suprafuziune; N4 — suprasaturaţie. O transformare de fază poate fi întîrziată de fenomenele de suprafaţă. Într-o fază iniţială apar mici nuclee avînd altă stare de agregare. Dacă ele sînt stabile, transformarea de fază progresează şi cuprinde toată substanţa. Raportul dintre energia liberă de volum asociată cu noua fază şi energia liberă de suprafaţă asociată cu stratul de molecule care separă nucleul de fază de restul corpului, determină stabilitatea sau instabilitatea lui. Cît nucleul este mic, primează efectele de suprafaţă, iar creşterea lui în continuare duce la absorbirea unei cantităţi de energie liberă, astfel încît starea devine instabilă şi el va dispare în timp. Dar peste o anumită fază critică a nucleului, domină efectele de volum, care duc la scăderea energiei libere, iar starea aceasta este stabilă. Un sistem rămîne în starea de agregare iniţială, chiar în afara domeniului său de stabilitate, cînd nu este supus la perturbaţii exterioare şi rămîne astfel pînă cînd fluctuaţiile termice sînt suficient de mari pentru ca raza nucleelor create de ele să devină egală sau mai mare decît cea critică. Această stare tranzitorie este metastabilă şi poate dura chiar şi ani de zile, dacă nu sînt influenţe exterioare (cazul corpurilor amorfe). Starea amorfă este o stare metastabilă de **s.** şi se realizează cînd parametrii fizici de stare corespund stării stabile cristaline. Considerînd influenţa perturbaţiilor exterioare, care generează nuclee cu rază mai mare decît cea critică, starea metastabilă încetează brusc, iar transformarea de fază se produce instantaneu în întreaga masă.

SUBSTANŢĂ. Compus chimic, în general monofazic, format din unul sau mai mulţi componenţi. **S.** reprezintă un ansamblu statistic de particule de acelaşi fel, sau de natură diferită, care se găsesc în contact termic şi, deci, sînt caracterizate prin egalitatea parametrului intensiv — temperatura.

Dacă compoziţia chimică evidenţiază acelaşi tip de particule, **s.** este pură, în caz contrar ea prezentînd impurităţi care duc la modificarea caracteristicilor termo-fizice ale sistemului.

SUCCESIUNE DE APRINDERE (Sin.: **Ordine de aprindere**). Poziţiile succesive ale manivelelor arborelui cotit al unui motor cu ardere internă, care ajung în poziţia de aprindere (punctul mort interior), în cadrul unui ciclu motor (v. Steaua manivelelor).

SUFLANTĂ. Maşină turbocompresoare de joasă presiune sau ventilator care vehiculează debite mari de gaze în condiţiile realizării unei creşteri mici de presiune. În general, **s.** realizează un grad de comprimare cuprins între 1,1 şi 1,3.

S. volumice de joasă presiune cu piston au aceeaşi construcţie şi funcţionare ca şi compresoarele cu piston (v. Compresor). Ele se construiesc pentru debite pînă la 500 m^3/min (debit aspirat la condiţii atmosferice standard).

Scanned with OKEN Scanner

S. volumice cu rotor profilat realizează debite în aceeași gamă ca și s. cu piston și pot fi de tip Roots (v. Compresor rotativ de tip Roots) sau cu rotoare elicoidale.

S. cu rotor elicoidal tip Lysholm, cu două rotoare de tip angrenaj elicoidal, se deosebește de s. cu rotoare profilate de tip Roots prin forma rotoarelor și dispoziția ferestrelor de aspirație și refulare.

Turbosuflantele sau ventilatoarele realizează debite maxime de circa 5—6 000 m³/min, iar din punct de vedere funcțional și constructiv sînt asemănătoare turbocompresoarelor (v. Compresor; Turbocompresor; Turbosuflantă).

S. își găsesc aplicație în instalațiile de transport pneumatic, în care caz se denumesc eductoare, pentru introducerea aerului în instalațiile de ardere (ex.: furnale) și pentru supraalimentarea motoarelor cu ardere internă (v. Supraalimentare).

SUFLĂTOR DE FUNINGINE. Instalație destinată îndepărtării depunerilor de pe suprafețele exterioare ale serpentinelor cazanelor de abur sau cuptoarelor tehnologice. Murdărirea exterioară a suprafețelor de transfer de căldură conduce la scăderea randamentului cazanului, iar în unele cazuri este necesară chiar oprirea acestuia. Pe de altă parte, în cazul depunerilor mari, crește rezistența gazodinamică la curgerea gazului, deci și consumul de energie necesar ventilării.

Ca agent termic de suflare se utilizează aburul cu presiuni de 8; 16; 30; 40 bar sau aerul comprimat.

Suflătoarele cu aer se utilizează în cazul utilizării combustibililor cu conținut ridicat de sulf pentru a evita coroziunea la temperaturi scăzute. Un alt avantaj al utilizării suflătoarelor cu aer îl reprezintă uzura redusă a suprafețelor de transfer. Instalația de suflare cu aer comprimat este, însă, costisitoare, din cauza utilizării compresoarelor și a instalațiilor anexe, avînd de asemenea, un consumator de energie electrică.

Suflătoarele cu abur utilizează aburul produs de cazan, nu consumă energie suplimentară, dar ca urmare a efectului eroziv mai intens al agentului termic apare pericolul de fisurare a țevilor.

Din punct de vedere constructiv, s. de f. pot fi fixe sau mobile. În timpul funcționării, suflătorul se rotește cu un anumit unghi în vederea spălării cu aer sau abur a suprafețelor de transfer de căldură. În figura S.121 se dă schema de principiu a unui s. de f. fix, iar în figura S.122 este arătată schema unui s. de f. deplasabil.

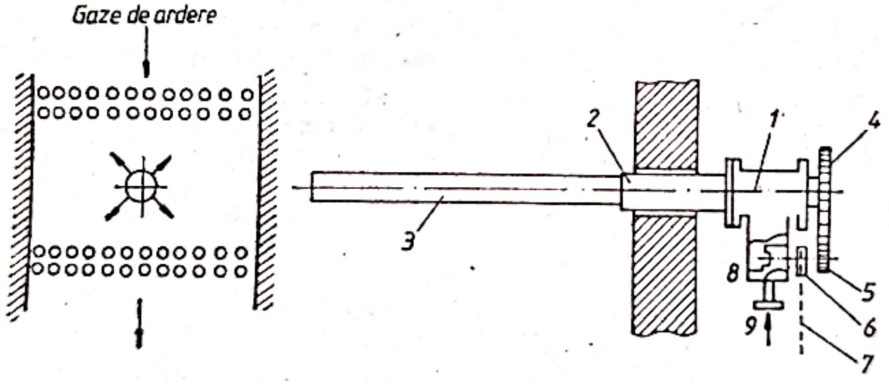


Fig. S.121. Schema principală a unui suflător de funingine fix:
1 — corp; *2* — bucșă; *3* — țeavă de suflare cu duze; *4* — roată dințată de acționare a țevii suflătorului; *5* — pinion; *6* — roată de lanț; *7* — ventil pentru admisia agentului; *9* — intrarea agentului în suflător.

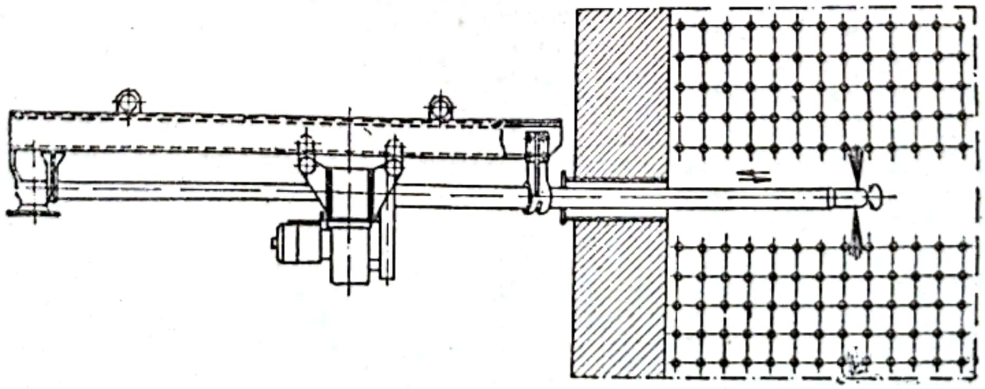


Fig. S.122. Schema unui suflător de funingine deplasabil.

SULZER. Generator de abur cu străbatere forțată (v. Cazan S.)

SUPAPĂ DE COMPRESOR. Organ de mașină care asigură aspirația și refularea gazelor la compresoarele volumetrice cu piston, la exhaustoare și pompe de vid.

Fluidul de lucru este aer, abur sau diferite alte gaze. Unele fluide impun condiții speciale, cum este oxigenul (care exclude ungerea cu substanțe grase din cauza pericolului de explozie) hidrogenul sulfurat, datorită coroziunii etc.

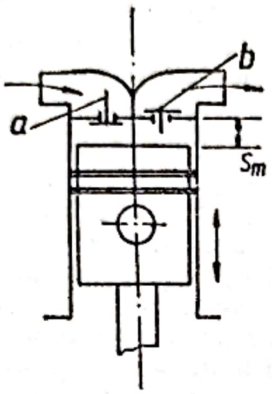


Fig. S.123. Schema funcțională a supapelor de compresor: *a* — supapă de aspirație; *b* — supapă de refulare; S_m — spațiu mort.

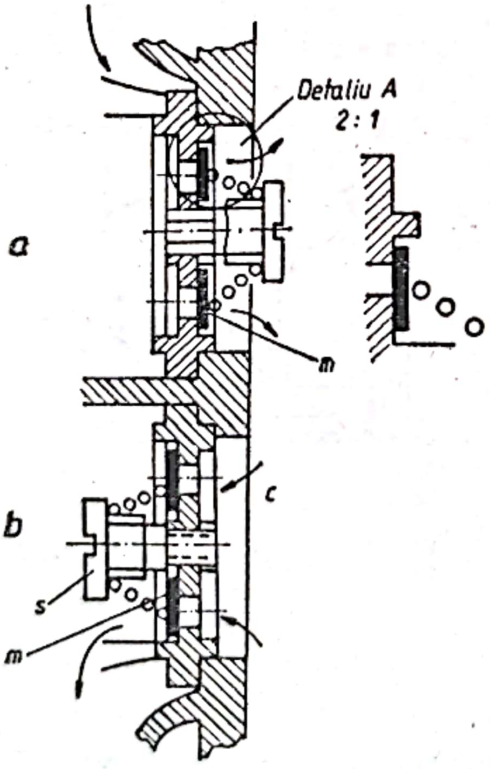


Fig. S.124. Supape de compresor pentru puteri mici:
a — supapă de aspirație; *b* — supapă de refulare; *m* — membrană; *s* — șurub; *c* — scaunul supapei.

Pentru admisia și refularea gazelor, compresoarele cu piston sînt echipate cu supape care se deschid și se închid automat, fiind comandate de diferența de presiune din cilindru și aceea de pe conductele de aspirație și, respectiv, refulare. Principiul de funcționare este redat în figurile S.123 și S.124. Cînd pistonul coboară, supapa de aspirație (*a*) se deschide datorită diferenței dintre presiunea de pe conducta de aspirație și cea din cilindru, imediat ce aceasta poate învinge forța resortului supapei. La evacuarea gazului comprimat, cînd presiunea din cilindru devine mai mare decît forța elastică a arcului supapei de refulare, începe evacuarea lui, care se termină cînd pistonul ajunge la punctul mort superior.

În figura S.124 sînt redate supapele de aspirație și de refulare ale unui compresor de putere mică, cu membrană simplă. Cele două supape sînt identice dar așezate invers, conform direcției de aspirație și respectiv, de refulare. Orificiile de trecere practicate în scaunul *c* al supapei sînt obturate de membrana *m*.

În figura S.125 se prezintă o **s. de c.** de putere mijlocie cu membrana cu inele multiple.

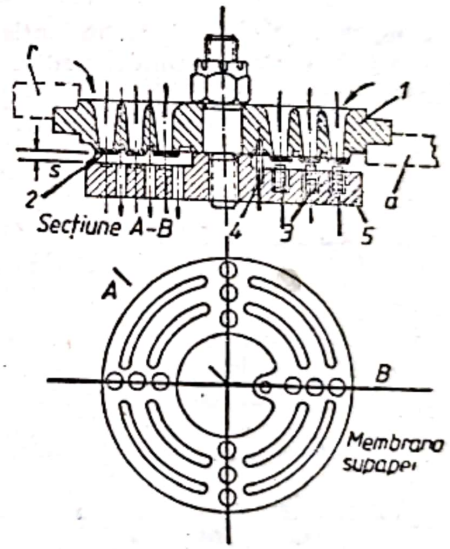


Fig. S.125. Supapă de compresor (identică pentru aspirație și refulare, în funcție de așezare).
1 — corp superior; *2* — membrană; *3* — arcuri; *4* — știft de centrare; *5* — corp inferior; *a* — montaj pentru aspirație; *r* — montaj pentru refulare; *s* — deschiderea supapei.

Un criteriu de proiectare a **s. de c.** este jocul admis la membranele supapelor pentru asigurarea închiderii rapide, a unor viteze mari de trecere a gazului prin ele și evitarea șocurilor mecanice la închiderea lor. Se recomandă viteze de curgere a gazului de 15—25 m/s la aspirație și 25—30 m/s la refulare. La unele compresoare, supapele de admisie sînt în număr mai mare decît cele de refulare (ex.: trei supape; două

Scanned with OKEN Scanner

de aspirație și una de refulare). În unele cazuri, se prevăd supape inelare concentrice construite astfel, încît inelul mai mare servește la aspirație, iar cel interior (mai mic) la refulare. Sistemul permite și o răcire mai bună a zonei de refulare care are o temperatură mai ridicată în funcționare.

La unele compresoare cu putere mică, supapele sînt reduse la simple lamele dreptunghiulare care au funcția unei membrane de obturare (Fig. S.126).

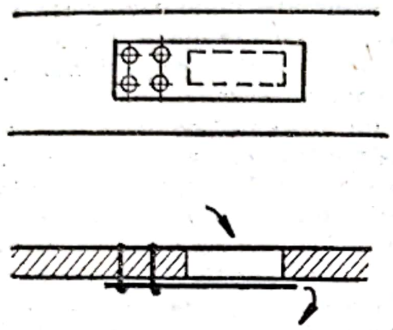


Fig. S.126. Lamele de aspirație sau refulare.

La compresoarele mari și la suflante se prevăd spații laterale la cilindri pentru amplasarea unor supape mari (Fig. S.127), ceea ce duce, însă, la mărirea spațiului mort.

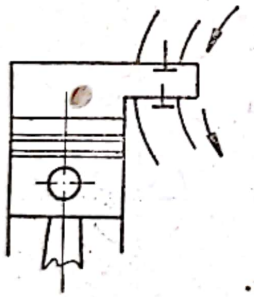


Fig. S.127. Compresor cu supape laterale.

O altă soluție de amplasare a supapelor la unele compresoare este prezentată în figura S.128 (capacul pistonului este conic). Astfel, se pot obține spații mari de amplasare a supapelor fără a se mări spațiul mort.

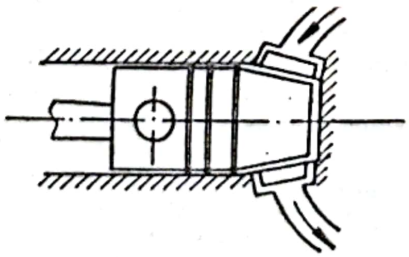


Fig. S.128. Compresor de înaltă presiune, cu inel conic.

La compresoarele foarte mici, cum sînt cele folosite în stațiile de benzină pentru umflarea anvelopelor, cele folosite de aparatura medicală, cele frigorifice etc., la care randamentele nu joacă un rol important (compresoarele trebuie să fie robuste și să asigure durate lungi de funcționare), supapele sînt dotate cu membrane mai grele și, în unele cazuri, sînt chiar înlocuite cu bile de rulmenți, ceea ce le asigură o durată mare de funcționare.

SUPAPĂ DE MOTOR. Element component al mecanismului de distribuție al motoarelor cu ardere internă, care comandă deschiderea și închiderea periodică a orificiilor de admisie și evacuare ale cilindrilor motorului. După rolul orificiilor practicate în culasă, se disting: **s de m. de admisie** și **s. de m. de evacuare.**

S. de m. este alcătuită din două părți: talerul supapei, care obturează orificiul din culasă și tija supapei, care primește mișcarea de la sistemul de împingători ai mecanismului de distribuție sau direct de la cama acestuia, servește pentru ghidare și evacuează o parte din căldura primită de taler.

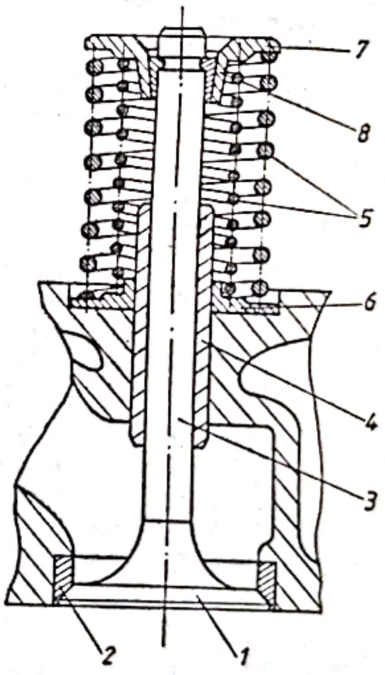


Fig. S.129. Ansamblul unei supape de distribuție montată în culasă:
1 — taler; *2* — scaun; *3* — tijă; *4* — ghid; *5* — arcuri; *6* și *7* — discuri; *8* — semiconuri.

O **s. de m.** în stare montată este prezentată în figura S.129. Talerul *1* se reazemă cu fața conică într-un locaș prelucrat în culasă, denumit scaunul supapei. Scaunul este piesă separată (*2*), care se montează în culasă. Tija *3*

se deplasează în bucşa de ghidare *4*. Arcurile *5* se reazemă cu unul dintre capete pe discul inferior *6*, iar cu celălalt, pe discul superior *7*, fixat de tija *3* prin intermediul manşonului conic *8* realizat din două bucăţi.

Pentru a mări eficienţa etanşării, **s. de m.** se deschide în interiorul cilindrului motorului, astfel încît să fie aplicată pe suprafaţa de reazem de forţa de presiune a gazelor. Suprafaţa de reazem a talerului pe scaun poate fi plată sau conică (Fig. S.130). În primul caz, la aceeaşi

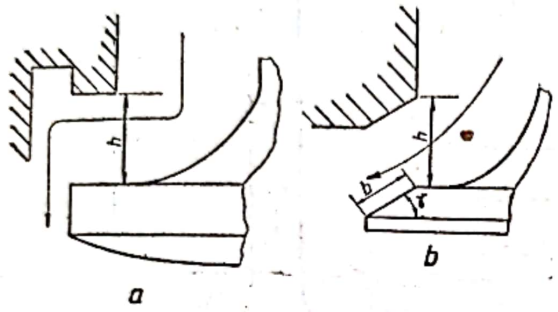


Fig. S.130. Forme ale suprafeţei de reazem a talerului:
a — suprafaţă de reazem plată; *b* — suprafaţă de reazem conică.

înălţime de ridicare *h*, **s. de m.** oferă o secţiune mai mare de trecere; în al doilea caz, secţiunea scade pe măsură ce creşte unghiul γ al feţei conice, în schimb apare un efect de autocentrare şi o presiune specifică sporită pe suprafaţa de aşezare a scaunului, deoarece lungimea *b* a feţei conice se micşorează cu creşterea unghiului γ, la aceeaşi înălţime a talerului.

Supapele de admisie se execută cu faţa conică la $\gamma=45°$ sau 30° (soluţie de compromis); supapele de evacuare se execută cu $\gamma=45°$.

Talerul **s. de m.** este solicitat de forţa de presiune a gazelor şi tensiunea arcului, care produc eforturi unitare ridicate. O solicitare mecanică suplimentară — solicitare dinamică, de şoc, produsă de forţa arcului şi forţele de inerţie — apare la aşezarea supapei pe scaun (şocul pe faţa conică) şi la acţionarea ei (şoc pe capătul tijei). Din această cauză, suprafeţele de reazem şi de acţionare pretind o duritate superficială sporită.

În timpul funcţionării **s. de m.** mai ales cea de evacuare, se încălzesc puternic. Temperatura medie a supapelor de evacuare, în zonele în care vine în contact direct cu gazele fierbinţi, ajunge la 750—800°C, iar la supapele de admisie 300—400°C. Temperatura ridicată influenţează nefavorabil comportarea **s. de m.** în funcţionare. Astfel, rezistenţa mecanică şi duritatea materialului se reduc sensibil; se accentuează înclinarea la gripaj a tijei în bucşa de ghidare; se produce deformarea talerului, din cauza cîmpului ridicat şi neuniform de temperatură, ceea ce împiedică contactul perfect pe sediu; se intensifică uzarea corosivă, întrucît oxidarea metalului este înlesnită de temperatura ridicată. De aceea, este necesară răcirea supapelor care se realizează, în parte, prin faţa conică a talerului şi în parte, prin tija supapei.

Din punct de vedere constructiv, după forma talerului, **s. de m.** sînt de trei feluri (Fig. S.131): cu taler plat (Fig. S.131 *a*), cu taler sferic (bombat — Fig. S.131 *b*) şi cu taler în formă de lalea (concav — Fig. S.131 *c*). **S. de**

Fig. S.131. Diferite forme constructive ale talerului de supapă:
a — taler plat cu ecran; *b* — taler sferic (bombat); *c* — taler concav.

m. cu taler plat are o mare răspîndire la motoarele de serie de litraj mic şi mijlociu, deoarece se prelucrează uşor, iar rigiditatea este satisfăcătoare. **S. de m.** cu taler bombat se utilizează îndeosebi ca supapă de evacuare, deoarece are o rigiditate sporită. Supapa cu taler concav se utilizează ca supapă de admisie, deoarece are o greutate mai mică şi o rigiditate maximă.

Temperatura supapelor de evacuare se micşorează, la anumite construcţii, prin răcire artificială. În acest scop, tija supapei este de formă tubulară iar circa 60% din volumul cavităţii interioare se umple cu substanţe cu punct de topire coborît (sodiu metalic, azotat de sodiu, azotat de potasiu). În funcţionare substanţa se topeşte, înlesnind înmagazinare de căldură. Prin răcirea artificială, se obţine reducerea temperaturii cu 100—150°C, de aceea procedeul este socotit ca una din căile principale de mărire a durabilităţii supapelor de evacuare.

Supapele de admisie se confecţionează din oţel aliat cu Cr şi Ni, iar supapele de evacuare, din oţel refractar cu Cr şi Si.

La motoarele mici se utilizează acelaşi material pentru ambele supape. La motoarele de puteri mari talerul se execută din oţel Cr-Si, iar tija din oţel Cr-Ni; îmbinarea se execută prin filet sau sudură.

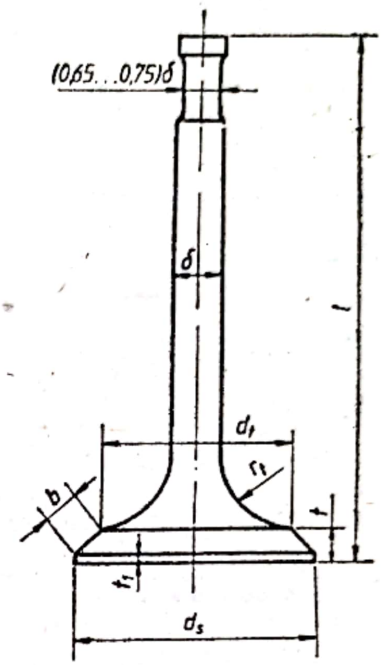
Tija **s. de m.**, fiind expusă pericolului de gripaj, se nitrurează sau se cromează.

În tabelul S.16 sînt date relaţiile cu ajutorul cărora se pot stabili dimensiunile **s. de m.**

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul S.16

Relații de calcul al dimensiunilor supapei de distribuție

Dimensiunea caracteristică	Relația de calcul	Figura
Diametrul mare al talerului, d_s		
— pentru supapa de admisie	$(0{,}44 \ldots 0{,}55)\,D^*$	
— pentru supapa de evacuare	$(0{,}40 \ldots 0{,}45)\,D$	
Diametrul mic al talerului, d_t	$0{,}865\,d_s$	
Lungimea sediului, b	$(0{,}10 \ldots 0{,}12)\,d_t$	
Raza de racordare a talerului, r_t	$(0{,}25 \ldots 0{,}35)\,d_t$	
Diametrul tijei, δ		
— pentru supapa de admisie	$(0{,}18 \ldots 0{,}24)\,d_t$	
— pentru supapa de evacuare	$(0{,}22 \ldots 0{,}29)\,d_t$	
Lungimea supapei, l	$(2{,}5 \ldots 3{,}5)\,d_t$	
Înălțimea totală a talerului, t	$(0{,}10 \ldots 0{,}13)\,d_t$	
Înălțimea cilindrică a talerului, t_1	$(0{,}025 \ldots 0{,}045)\,d_t$	
Înălțimea maximă de ridicare, $h_{s\,max}$	$(0{,}18 \ldots 0{,}30)\,d_t$	

* D — diametrul cilindrului motorului (alezajul).

SUPAPĂ DE SIGURANȚĂ. Armătură destinată protejării instalațiilor sub presiune, care, în cazul atingerii presiunii maxime prescrise, se deschide automat și descarcă o anumită cantitate de fluid pînă cînd presiunea din instalație ajunge la valoarea normală, apoi se închide, întrerupînd descărcarea de fluid.

S. de s. trebuie să corespundă următoarelor condiții:

— să se deschidă automat la atingerea presiunii la care este calculată instalația (presiunea de reglare a **s. de s.**) și să aibă o capacitate cît mai mare de evacuare;

— să închidă etanș la scăderea presiunii sub valoarea presiunii de reglare;

— valorile presiunilor de deschidere și de închidere să rămînă constante în timp;

— să prezinte siguranță în exploatare și să fie prevăzute cu mijloace de asigurare împotriva dereglării;

Capacitatea de evacuare a **s. de s.** ține seama de prescripțiile din normativele specifice utilajelor. Astfel, capacitatea și numărul supapelor de siguranță se va alege astfel, încît să excludă posibilitatea creșterii presiunii în recipient cu mai mult de 10% față de presiunea maximă admisibilă de lucru.

Fiecare recipient sau compartiment sub presiune trebuie să fie protejat cu cel puțin o supapă sau dispozitiv de siguranță. La cazane, trebuie să existe cel puțin două **s. de s.** care să acționeze independent. Supraîncălzitoarele de abur trebuie echipate cu **s. de s.** proprii. Una din supape, denumită supapă de control, este montată astfel, încît modificarea elementelor de reglare să fie efectuată numai de personalul organului oficial de verificare (ex.: ISCIR).

Capacitatea de evacuare $\dot{m}$ în kg/h a unei **s. de s.** se determină cu una din relațiile:

— pentru fluide compresibile (gaze și vapori):

$$\dot{m} = 1{,}61\,\alpha\,\psi_{max}\,A\,\sqrt{\frac{p+1}{v}} \quad [\text{kg/h}];$$

— pentru lichide (cu viscozitatea cinematică < 5 cSt):

$$\dot{m} = 1{,}61 \cdot \alpha \cdot A\sqrt{(p-p_c)\rho} \quad [\text{kg/h}],$$

în care: A este aria secțiunii de curgere (evacuare) a supapei [mm²]; α — coeficientul de curgere specific supapei (v. Tab. S.17); ψ_{max} — valoarea maximă a funcției caracteristice a curgerii, care se determină cu relația:

$$\psi_{max} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}}\sqrt{\frac{k}{k+1}},$$

Tabelul S.17

Valorile coeficientului α pentru supape de siguranță*

Tipul supapei de siguranță	α
Cu pîrghie și contragreutate sau cu arc cu cursă lungă sau cu impuls.	0,656
Cu pîrghie și contragreutate cu cursă scurtă	0,132
Cu arc, cu cursă scurtă avînd diametrul scaunului d ≧ 25 mm	0,099
Cu arc cu diametrul scaunului d < 25 mm	0,033
Cu membrană (arcul protejat prin membrana)	0,005

* În cazul cînd nu există valori experimentale date de furnizor.

Tabelul S.18

Presiunile de deschidere ale supapelor de siguranță

Presiunea maximă p_m [bar]	Presiunea de deschidere a supapei de siguranță [bar]	
	de control	de lucru
7 bar	$p_m+0,2$	$p_m+0,2$
7 ... 13 bar	$p_m+0,2$	$p_m+0,3$
13 ... 100 bar	$1,05\ p_m$	$1,05\ p_m$
100 bar	$1,03\ p_m$	$1,08 p_m$

unde: k este exponentul adiabatic al mediului compresibil; $p=1,1p_m$ — presiunea maximă a mediului înaintea s. de s. [bar]; p_m — presiunea maximă admisibilă de lucru a recipientului [bar] (Tab. S.18); p_c — presiunea în conducta de evacuare (contrapresiunea) [bar]; v — volumul specific al mediului compresibil la presiunea p și temperatura t [m³/kg]; t — temperatura mediului de lucru înainte de intrarea în supapa de siguranță în °C; ρ — densitatea lichidului la presiunea p și temperatura t; β_{cr} — raportul critic de presiuni, dat de relația:

$$\beta_{cr}=\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

S. de s. pot fi clasificate după următoarele criterii:

— După modul de acționare a organului de închidere: supape cu pîrghie și contragreutate, respectiv supape cu arc;

— După construcția corpului: supape de tip deschis; supape de tip închis neetanș; supape de tip închis etanș. **S. de s.** de tip deschis se folosesc la diametre nominale mici și pentru fluide nepericuloase (netoxice, neinflamabile). Supapele de tip închis se folosesc, întotdeauna, cînd trebuie evacuate cantități mari de fluid și cînd există pericol de accidentare a personalului sau de avariere a instalațiilor din apropiere. În cazul fluidelor toxice sau inflamabile este obligatoriu folosirea **s. de s.** de tip închis-etanș.

— După modul de acționare: supapă cu acționare directă, care este acționată direct de fluidul de lucru, prin forța de deschidere exercitată de acesta asupra ventilului, căruia i se opune o forță de închidere mecanică exercitată de o greutate, un arc sau o pîrghie cu contragreutate; supapă cu acțiune indirectă (**s. de s.** cu impuls sau cu „pilot"), a cărei acționare este comandată și controlată de fluidul de lucru; ea este descărcată de un ventil pilot sau o supapă de comandă cu acțiune directă. La cazane cu presiuni nominale mai mari de 6,4 MPa (64 bar) și temperaturi nominale mai mari de 450°C se folosesc în mod obligatoriu **s. de s.** cu impuls, montate pe colectorul de ieșire al aburului supraîncălzit.

— După modul de lucru (mărimea cursei organului de închidere, **s. de s.** pot fi: supapă cu deschidere bruscă, care se deschide brusc în cazul unei creșteri de presiune care să nu depășească 5% față de presiunea de declanșare; supapă cu deschidere proporțională, la care deschiderea se face progresiv, pe măsură ce presiunea crește (cursa acestor supape crește aproximativ proporțional cu depășirea presiunii de declanșare), ea fiind utilizată la fluide incompresibile (lichide), supapă cu deschidere completă (totală), la care cursa de descărcare

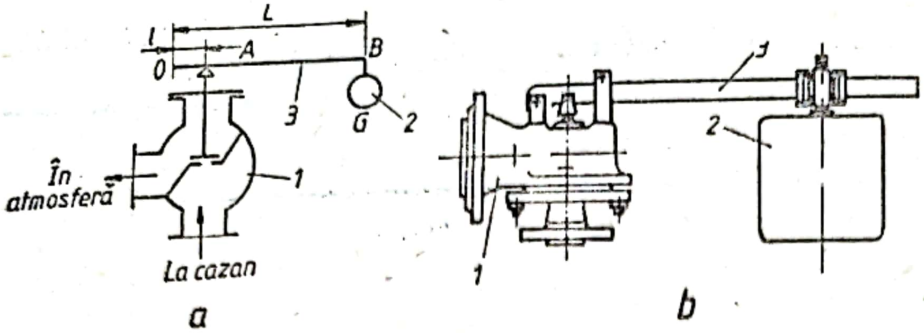


Fig. S.132. Supapă de siguranță cu pîrghie și contragreutate:

a — schema de funcționare; *b* — supapa de siguranță — schema constructivă; *1* — ventil de siguranță; *2* — contragreutate; *3* — pîrghie.

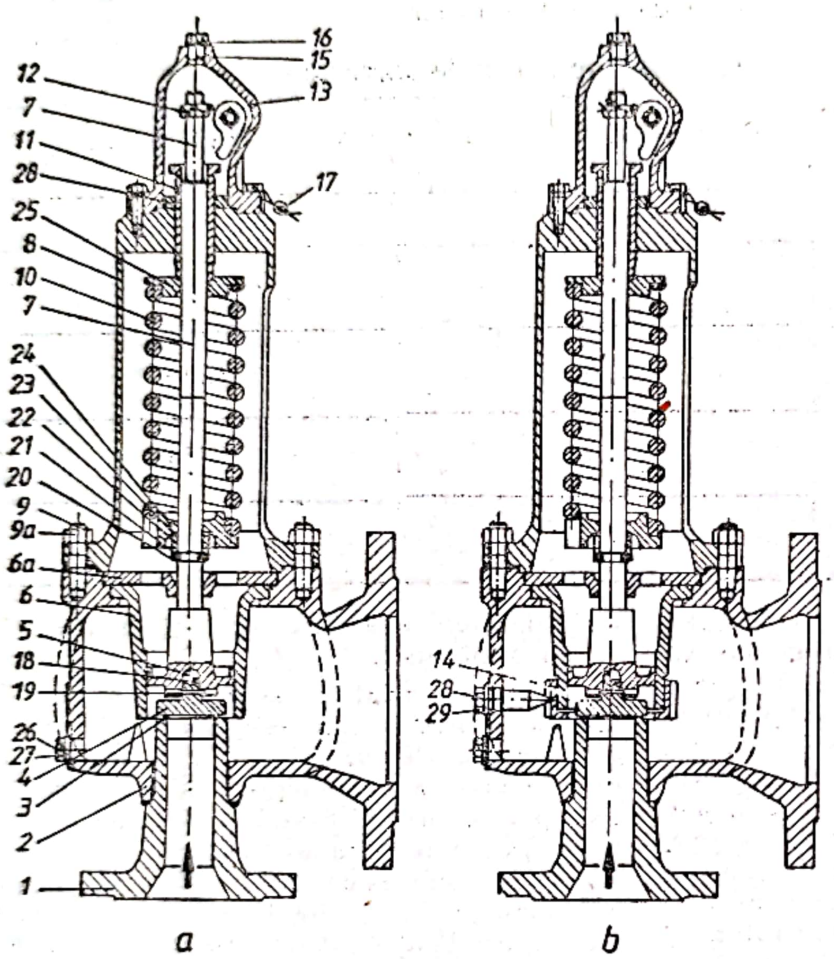


Fig. S.133. Supapă de siguranță cu arc:

a — supapă cu arc normală; *b* — supapă cu arc și inel de blowdown.

1 — flanșă de intrare; *2* — corpul supapei; *3* — sediul supapei; *4* — ventilul supapei; *5* — piston de ghidaj; *6* — bucșă de protecție; *6 a* — disc de ghidare; *7* — tija arcului; *8* — jug sau capsulă de protecție a arcului; *9, 9 a* — prezon cu piuliță; *10* — arcul supapei; *11* — șurub de reglare a arcului; *12* — piuliță de asigurare; *13* — capsula sistemului de reglare; *14* — inel blowdown; *15, 16* — dop de etanșare cu garnitură; *17* — sigiliu; *18* — bilă de poziționare a ventilului; *19* — tijă de prindere; *20* — lagăr; *21, 22, 23* — garnituri; *24, 25* — talere de comprimare a arcului; *26, 27* — dop de drenaj cu garnitură; *28, 29* — șurub de fixare a inelului *14* și garnitură.

asigură o secțiune laterală de curgere cel puțin egală cu secțiunea liberă a ajutajului de la intrarea în supapă, fiind folosită la fluidele compresibile (vapori și gaze); la acest tip de supapă se realizează o deschidere totală rapidă, care conduce imediat la scăderea presiunii (prin cursă de descărcare se înțelege cursa la care, în condiții de funcționare, se termină procesul de deschidere al supapei și la care creșterea presiunii de deschidere trebuie să fie mai mică sau cel puțin egală cu 10% din valoarea presiunii de reglare); supapă de deschidere incompletă este supapa la care cursa de descărcare are o secțiune laterală de curgere mai mică decît secțiunea liberă.

În figura S.132 este prezentată o *s. de s.* cu pîrghie și contragreutate, la care raportul maxim între brațele pîrghiei este $L/l = 16/1$.

S. de s. cu arc prezintă o mare varietate constructivă în funcție de natura fluidului (compresibil sau incompresibil), de destinație, de locul de montaj, de toxicitatea sau inflamabilitatea mediului evacuat etc. În figura S.133 este prezentată o supapă cu arc, în care se observă sistemul de reglare al arcului și părțile componente ale supapei. Se observă inelul de reglaj (poz. 14) care are rolul de a modifica diferența între presiunea de declanșare și presiunea minimă de închidere a ventilului (blowdown pressure). Atunci cînd inelul este deplasat în sus, diferența de presiune crește, deci scade presiunea minimă de închidere și invers (pentru supapele normale inelul se reglează astfel încît presiunea de închidere să fie de minimum 10% sub presiunea la care a fost proiectat sistemul.

Scanned with OKEN Scanner

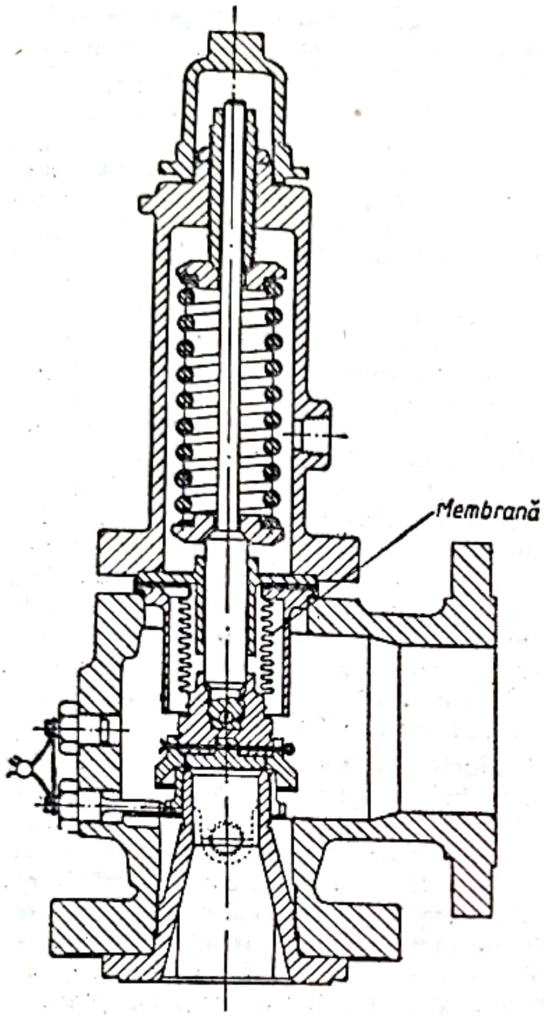


Fig. S.134. Supapă de siguranță cu arc și membrană:

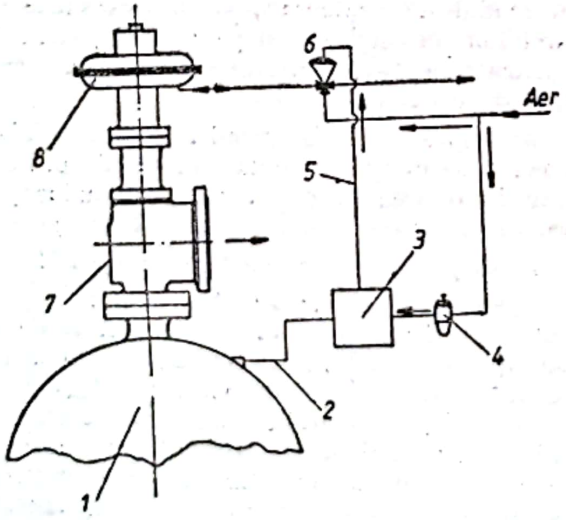


Fig. S.135. Schema de acționare a supapei cu arc și impuls:

1 — recipient sub presiune; *2* — conductă de impuls; *3* — ventilul pilot; *4* — filtru; *5* — circuit de presiune de impuls secundar; *6* — robinet cu 3 căi, de impuls; *7* — supapă cu impuls; *8* — actuatorul pneumatic al supapei 7.

În figura S.134 este prezentată o s. de s. cu arc și membrană, supapă utilizată atunci cînd contrapresiunea este variabilă. Acest efect este echilibrat de aria activă a membranei, egală cu aceea a scaunului ventilului, încărcarea arcului sau presiunea de descărcare nefiind afectată. Este recomandabil ca valoarea contrapresiunii să nu depășească 50% din presiunea de lucru a supapei.

Supapa de impuls (cu pilot) utilizată în special la cazanele de abur de medie și înaltă presiune și la recipiente și sisteme de conducte, este acționată de un ventil pilot care comandă deschiderea aerului care acționează actuatorul supapei. În figura S.135 este prezentată schema de acționare a supapei cu impuls, iar în figura S.136, schița constructivă a acestei armă-

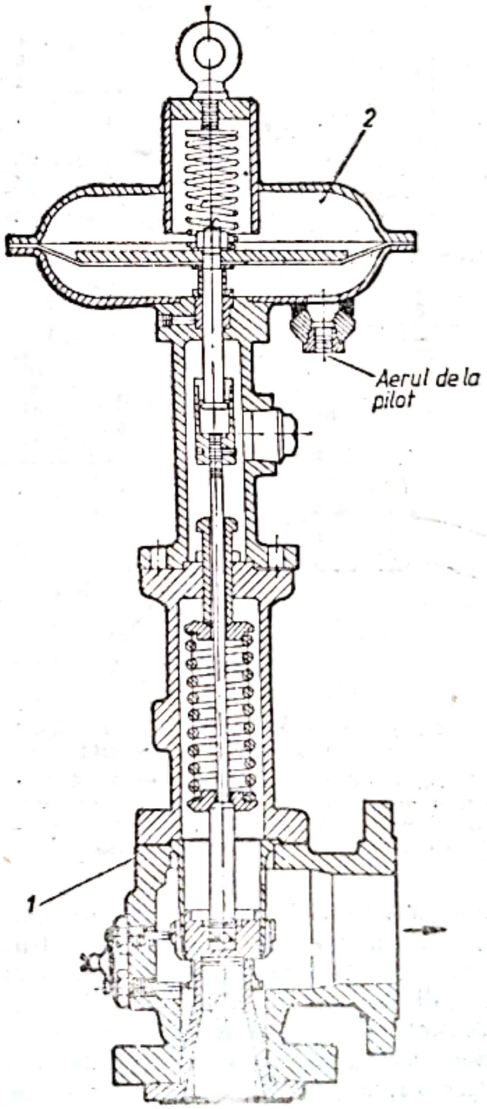


Fig. S.136. Schița constructivă a supapei cu arc și impuls:

1 — corpul supapei; *2* — actuator pneumatic.

Scanned with OKEN Scanner

turi. Acest tip de supapă poate fi folosită și în cazul unor avarii sau al apariției incendiilor, respectiv pericolului de explozie. În acest caz, regulatorul deschide supapa pentru a evacua conținutul recipientului sau al instalației, realizînd o depresurizare rapidă, deci se asigură o protecție în cazuri de urgență (presiunea de evacuare este mult sub presiunea nominală de lucru).

Montajul unei supape este prezentat în figura S.137. Pentru a se evita solicitarea

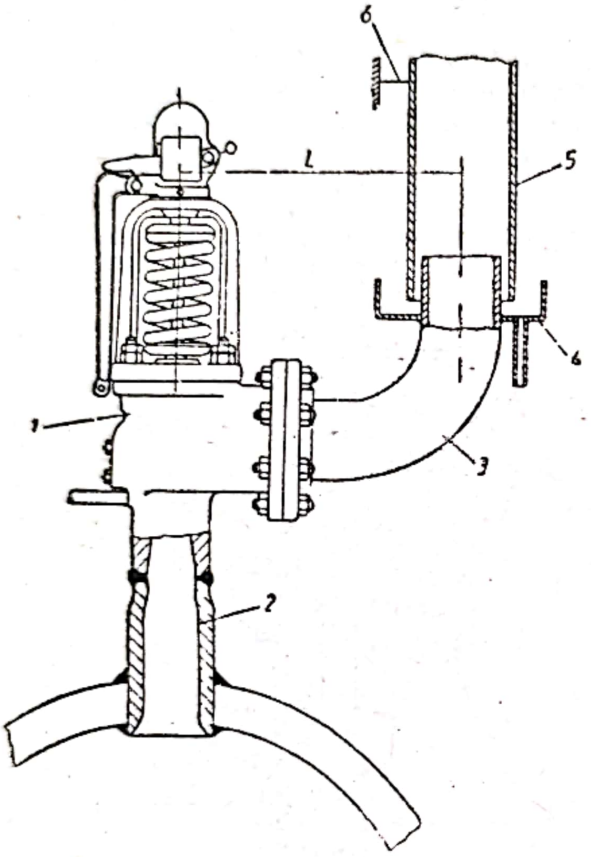


Fig. S.137. Schema de instalare a supapei de siguranță pe un recipient:
1 — supapă de sigurnață; *2* — racord de legătură; *3* — curbă de evacuare; *4* — sistem de drenaj; *5* — conductă de eșapare; *6* — suport de fixare a conductei de eșapare.

mecanică a **s. de s.** (datorită forțelor de reacțiune ce apar în momentul eșapării), se utilizează conducta cu rupere de presiune, montată separat de supapă În cazul în care conducta de eșapare este montată rigid de flanșa de evacuare a supapei, este recomandabil să se realizeze o fixare cît mai bună chiar a corpului supapei. Supapele trebuie montate în locuri ușor accesibile unde să se poată realiza controlul, descărcarea manuală pentru verificarea funcționării, diferite revizii și lucrări de întreținere.

Racordarea **s. de s.** se face prin intermediul unor conducte cît mai scurte, cu diametrul cel puțin egal cu cel al supapei.

SUPORT DE CONDUCTĂ. Element de conductă, utilizat în scopul preluării și transmiterii la terenul de fundare a sarcinilor statice și dinamice care apar într-o conductă sau sistem de conducte.

Funcționarea unei conducte sau a unui sistem de conducte este caracterizată de apariția simultană sau succesivă a numeroase forțe, momente și deplasări: greutatea proprie, greutatea fluidului la parametrii de lucru și reacțiunile provocate de curgerea acestuia (vibrații, șocuri hidrualice, forțe de reacțiune etc.), greutatea izolației termice și a materialului de protecție aferent (învelișuri de protecție din tablă sau cimenturi termoizolante), deplasările datorate dilatării și contracției termice, reacțiunile și deplasările produse de împiedicarea sau dirijarea dilatării de către **s. de c.** prevăzute pe traseu, reacțiunile și deplasările datorate utilajelor tehnologice la care este racordată conducta, sarcinile exterioare impuse de mediul ambiant (vînt, zăpadă etc.).

Conductele se pozează în hale și în clădiri afectate instalațiilor termomecanice, pe stîlpii din incinta platformelor industriale sau în canale subterane vizitabile sau semivizitabile. Elementele de construcție care au rol de rezistență și care pot prelua sarcinile transmise de **s. de c.** montate pe traseul conductei sînt: stîlpi (metalici sau din beton armat), grinzi (metalice sau din beton armat), planșee și fundații din beton.

S. de c. se clasifică după: deplasările permise, în suporturi fixe și suporturi mobile. În raport cu modul de prelucrare și de transmitere a sarcinilor, în suspensie și pe reazeme, structura constructivă a **s. de c.** este formată din 3 categorii de dispozitive:

a) dispozitivul de prindere, care solidarizează **s. de c.** cu conducta (soluția de prindere prevede fixarea **s. de c.** fie prin sudare, fie prin intermediul unor piese fixate pe ea);

b) dispozitivul de susținere a **s. de c.**;

c) dispozitivul de funcționare, care realizează prinderea **s. de c.** de elementele de rezistență a construcției. În cazul elementelor executate din beton armat, fixarea **s. de c.** se face de piese metalice înglobate, direct sau prin intermediul unor grinzi sau construcții metalice sudate de acestea. Dispozitivele aflate în dotarea diverselor variante constructive ale suspensiilor și reazemelor se obțin prin modificarea poziției relative de asamblare a unor module și repere tipizate (Fig. S.138). Această tipizare este efectuată în funcție de diametrul exterior al conductei și de forța maximă de încărcare a **s. de c.** respectiv.

Scanned with OKEN Scanner

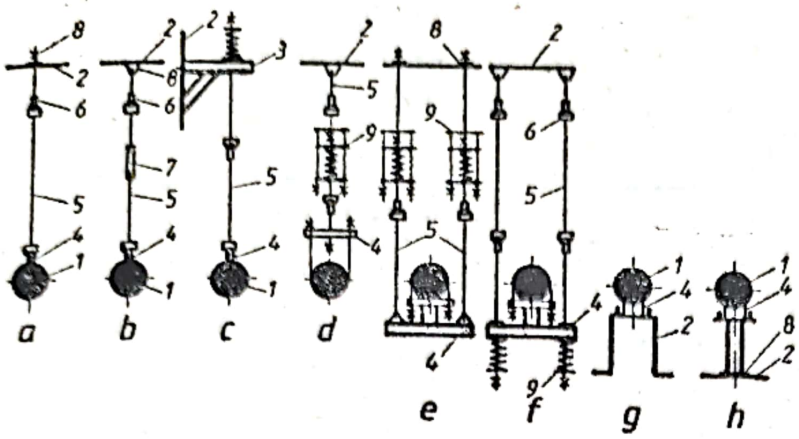


Fig. S.138. Variante constructive de suporturi (suspensii și reazeme):
a, b — suspensie monofilară; *c, d* — suspensie monofilară cu dispozitiv elastic superior și respectiv, intermediar; *e, f* — suspensie bifilară cu dispozitive elastice intermediare și, respectiv, inferioare; *g* — suport direct; *h* — suport indirect; *1* — conductă; *2* — structura de rezistență; *3* — grindă metalică; *4* — dispozitiv de prindere; *5* — tirant; *6* — cârlige articulate; *7* — mufă filetată; *8* — dispozitiv de fixare; *9* — dispozitiv elastic.

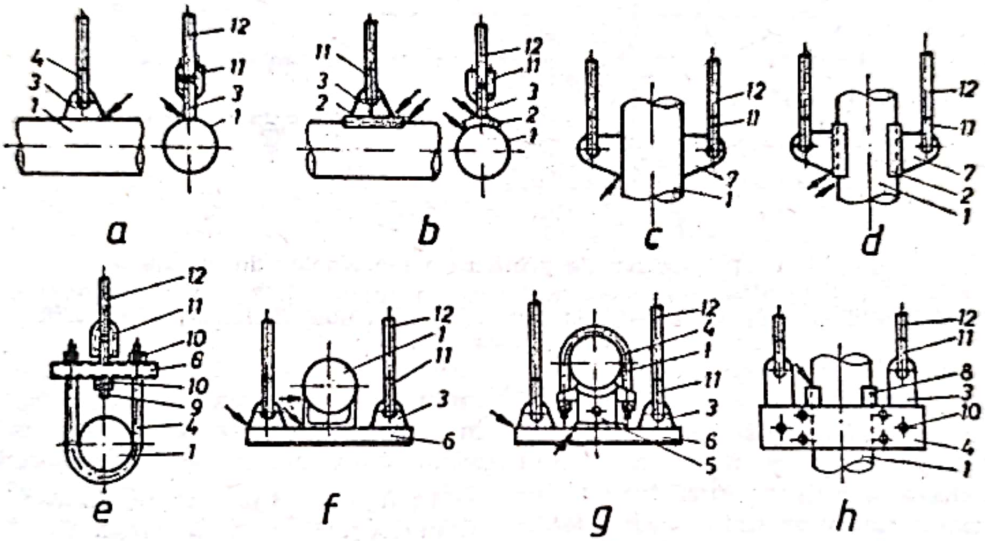


Fig. S.139. Dispozitive de fixare a suspensiilor mono și bifilare:
1 — conductă; *2* — dublantă; *3* — eclisă; *4* — bridă; *5* — suport; *6* — grindă; *7* — consolă; *8* — opritor; *9* — tijă filetată; *10* — piuliță; *11* — cârlig; *12* — tirant. (Săgețile indică zonele asamblate prin sudare.)

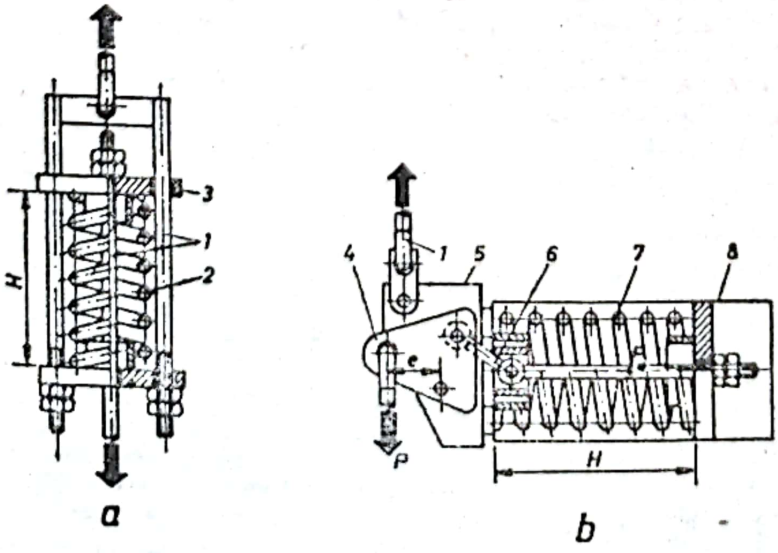


Fig. S.140. Dispozitiv cu sarcină variabilă (*a*) și constantă (*b*):
1 — tijă; *2* — arc; *3* — placă de ghidaj; *4* — eclisă; *5* — carcasă; *6* — bielă; *7* — arc; *8* — apărătoare.

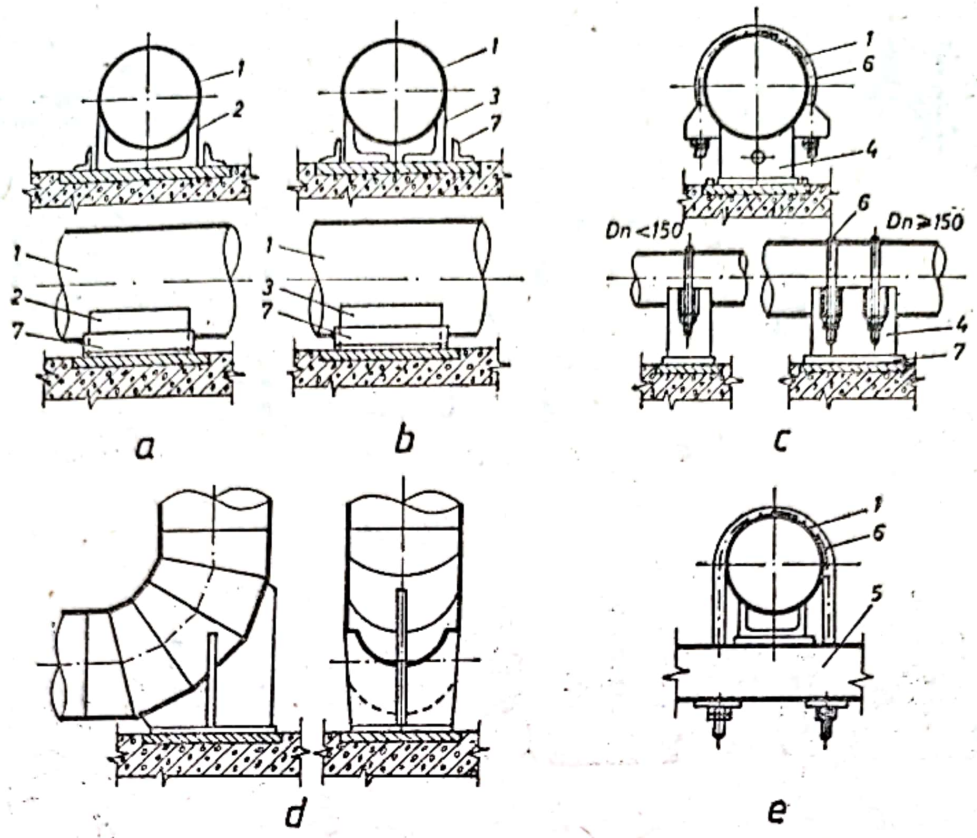


Fig. S.141. Dispozitive de prindere a reazemelor de conductă:
1 — conductă; 2 — suport confecționat din suport U; 3 — suport confecționat din profile L; 4 — postament; 5 — grindă metalică; 6 — bridă; 7 — ghidaj lateral.

Suspensii. Conductele de înaltă, medie și joasă presiune cu diametrul nominal $D_n \leqslant \leqslant 600$ mm care transportă fluide calde sau care sînt montate la înălțime se susțin cu ajutorul suspensiilor care reprezintă s. de c. flexibile. Suspensiile se fixează pe porțiunile orizontale sau verticale ale traseului de conducte, fie cu eclise sudate, fie cu bride (Fig. S.139). Extremitățile superioare ale tiranților se fixează de elementele constructive ale structurii de rezistență. Suspensiile aferente conductelor calde sînt prevăzute cu dispozitive elastice capabile să le asigure o încărcare corectă pentru preluarea deplasărilor pe direcție verticală. Un astfel de dispozitiv este compus dintr-un arc elicoidal cilindric de compresiune și secțiune rotundă, ghidat, solidarizat cu tirantul (Fig. S.140).

Deplasarea conductei pe direcție verticală, provocată de dilatarea ei în funcționare, modifică săgeata arcului stabilită la montaj.

Pentru preluarea unor deplasări mari ($|\Delta z|=100-300$ mm) suspensiile se echipează cu dispozitive elastice cu sarcină constantă (Fig. S.141).

Reazeme. S. de c. de acest tip este format din repere fixate pe conductă (Fig. S.141).

SUPRAALIMENTARE. Procedeu de umplere forțată cu aer a cilindrilor motoarelor cu ardere internă în scopul creșterii puterii motoarelor (mărirea densității aerului admis în cilindri permite creșterea cantității de combustibil care poate fi ars pe ciclul motor).

În figura S.142 este reprezentat ciclul real al motorului supraalimentat. Creșterea densității aerului se obține cu ajutorul unui compre-

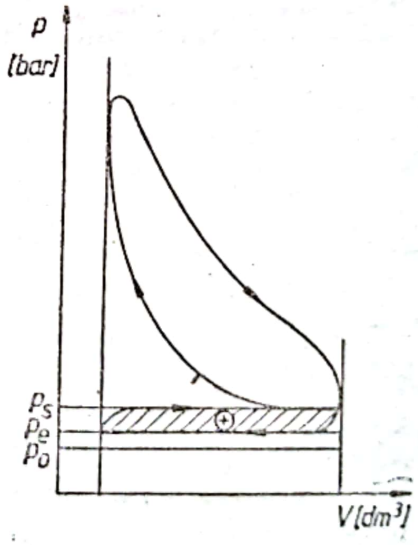


Fig. S.142. Ciclul motorului supraalimentat:
p_0 — presiunea mediului ambiant; p_s — presiunea de supraalimentare; p_e — presiunea de evacuare.

Tabelul S.19

Sisteme de supraalimentare a motoarelor cu ardere internă

Motoare diesel	Motoare în 4 timpi	Supraalimentare cu compresor antrenat mecanic	Antrenare de la motorul diesel
			Antrenare de la un motor electric auxiliar
		Supraalimentare prin utilizarea energiei gazelor evacuate de motor	Prin grup turbocompresor (Turbosupraalimentare)
	Motoare în 2 timpi	Supraalimentare prin grup turbo-compresor, fără instalații suplimentare de comprimare a aerului	
		Cu grup turbocompresor și pompă de baleiaj acționată de motorul diesel sau de un motor electric auxiliar	Funcționare în serie
			Funcționare în paralel
Motoare cu aprindere prin scînteie în 4 timpi		Supraalimentare mecanică cu compresor antrenat de motor	
		Turbosupraalimentare	
		Fără grup turbocompresor	Prin utilizarea inerției încărcăturii proaspete (supraalimentare dinamică)
			Prin propagarea undelor de presiune în încărcătura proaspătă (supraalimentare acustică)

sor care ridică presiunea p_0 a aerului din mediul ambiant la valoarea p_s (la intrarea în cilindru). Evacuarea gazelor arse se efectuează la presiunea $p_e > p_0$. În raport cu ciclul motorului cu admisie naturală (v. Fig. M.56), la motorul supraalimentat $p_s > p_e$ (Fig. S.142), deci lucrul mecanic de pompaj este pozitiv. În consecință, randamentul mecanic, și respectiv randamentul efectiv al motorului crește sensibil (v. Indici caracteristici ai motoarelor cu ardere internă). De asemenea, datorită relației $p_s > p_c$, în perioada deschiderii simultane a supapelor de admisie și de evacuare, o parte din încărcătura proaspătă trece din cilindri în conducta de evacuare, efectuînd un baleiaj eficient al cilindrilor de gazele arse reziduale. Rezultă o umplere mai bună a cilindrilor și, corespunzător, creșterea puterii motorului.

S. se aplică în mod curent la motoarele diesel cu puteri mai mari de 200 CP, utilizate pentru tracțiune rutieră (autocamioane), tractoare, grupuri de foraj, tracțiune feroviară, grupuri electrogene și propulsie navală.

La motoarele cu aprindere prin scînteie, s. se folosește pe scară restrînsă, pentru utilizări speciale (motoare de avion, în scopul compensării puterii la altitudine și la motoare pentru automobile de curse).

Metodele de realizare a s. motoarelor cu ardere internă sînt prezentate în tabelul S.19.

S. cu compresor antrenat mecanic poate fi realizată prin antrenarea compresorului direct la motorul termic (Fig. S.143 *a*) sau prin antrenarea de către un motor electric auxiliar (Fig. S.143 *b*). S. mecanică este dezavantajoasă din cauza reducerii puterii motorului diesel cu puterea necesară antrenării compresorului (Fig. S.143 *a*) respectiv prin introducerea unui consumator suplimentar de energie (Fig. S.143 *b*). Un alt dezavantaj al soluției constă în complexitatea sistemului de antrenare. Evitarea acestor dezavataje se obține prin utilizarea sistemelor de s. care utilizează energia gazelor evacuate de motor.

S. prin utilizarea energiei gazelor de evacuare se realizează transformînd energia cinetică a acestora în lucru mecanic de comprimare a aerului într-un turbocompresor (Fig. S.143 *c*). Procedeul este numit turbosupraalimentare și are răspîndirea cea mai largă în domeniul motoarelor diesel în patru timpi.

S. motoarelor în doi timpi numai prin intermediul grupului turbocompresor este rar utilizată, dat fiind dificultatea asigurării aerului de baleiaj la pornirea motorului și la sarcini parțiale reduse (la aceste regimuri de funcționare grupul turbo-compresor livrează debite de aer foarte mici); de asemenea, în funcționarea motorului la sarcini mari, debitele de aer livrate de turbocompresor sînt relativ mici,

Scanned with OKEN Scanner

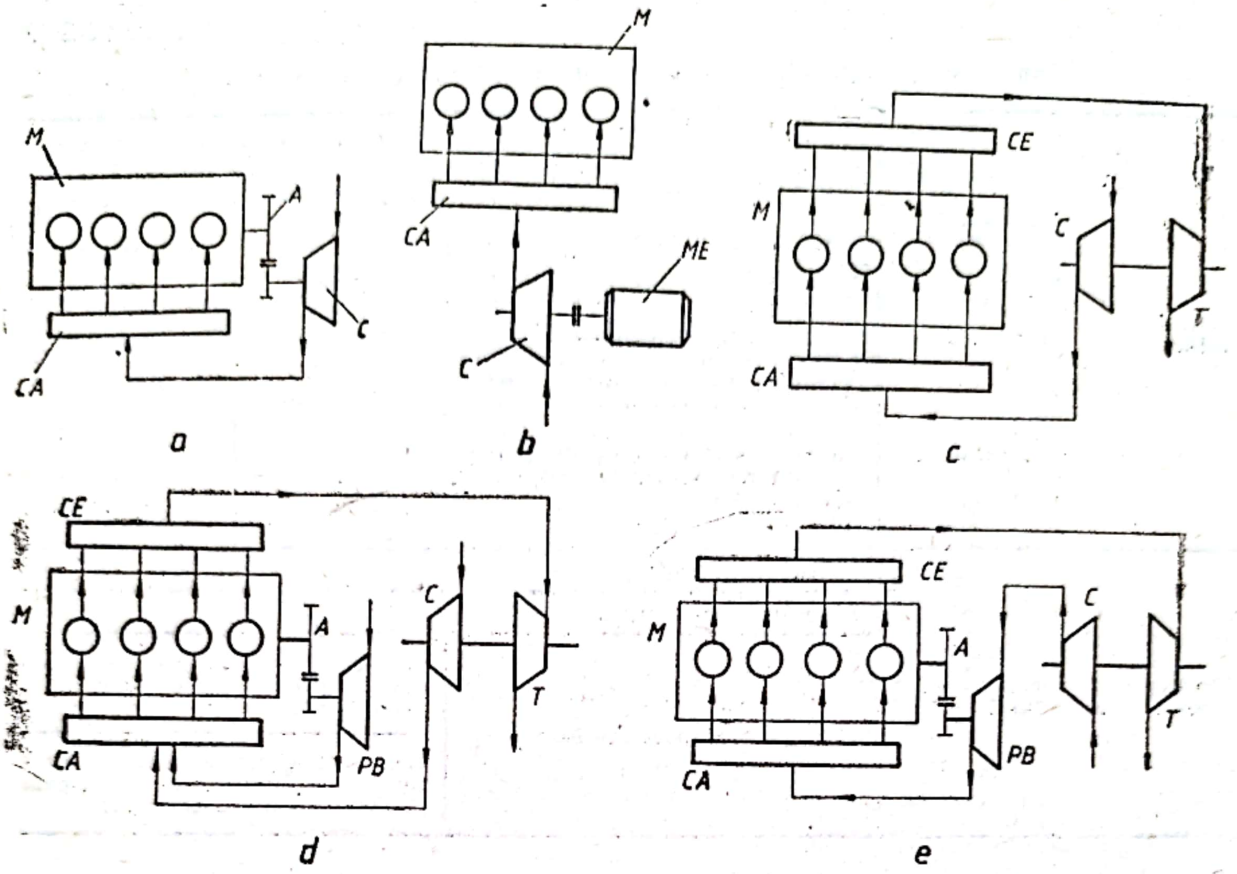


Fig. S.143. Procedee de supraalimentare ale motoarelor diesel:
a — supraalimentare mecanică cu compresor antrenat de motorul diesel; *b* — supraalimentare mecanică cu compresor antrenat cu un motor electric auxiliar; *c* — turbosupraalimentare; *d* — supraalimentare în sistem mixt, cu funcţinarea pompei de baleiaj în paralel; *e* — supraalimentare în sistem mixt, cu funcţionarea pompei de baleiaj în serie; *M* — motor; *A* — angrenaj de roţi dinţate; *C* — compresor; *CA* — colector de admisie; *ME* — motor electric; *T* — turbină; *CE* — colector de evacuare; *PB* — pompă de baleiaj.

datorită atît energiei mai mici a gazelor arse în raport cu motoarele în patru timpi (temperatura acestora este mai mică), cît şi condiţiilor specifice de funcţionare a turbocompresorului (debite necesare de aer de baleiaj mai mari, respectiv, posibilitatea destinderii gazelor arse în turbină mai redusă, în raport cu motoarele în patru timpi). Datorită acestor condiţii la motoarele diesel în doi timpi şi în special la motoarele de puteri mari pentru propulsie navală, se utilizează sistemul de s. mixtă: prin grup turbocompresor şi pompă de baleiaj.

Schemele de s. mixtă utilizează două compresoare: primul, constînd din pompa de baleiaj, efectuează baleiajul la sarcini reduse, iar al doilea realizează s. propriu-zisă la funcţionarea motorului în sarcină. Pompa de baleiaj poate fi acţionată direct de motor (Fig. S.143 *d*). sau de un motor electric auxiliar. Funcţionarea celor două compresoare poate fi realizată în paralel (Fig. S.143 *d*), situaţie în care compresoarele debitează aerul într-un colector comun şi pompa de baleiaj este suspendată la regimul nominal, sau poate fi efectuată în serie (Fig. S.143 *e*).

La motoarele cu aprindere prin scînteie pot fi utilizate sistemele de s. mecanică (compresorul fiind antrenat de motor) sau turbosupraalimentare; aceste sisteme introduc, însă, penalizări privind gabaritul, masa şi consumul de combustibil, în special pentru motoarele de autoturisme. Pentru evitarea acestor dezavantaje, la aceste motoare au fost dezvoltate sisteme speciale de s., fără grup turbocompresor, prin utilizarea inerţiei încărcăturii proaspete (s. dinamică) sau prin propagarea undelor de presiune în încărcătura proaspătă (s. acustică).

S. dinamică, datorită inerţiei curgerii încărcăturii proaspete spre cilindri (prin mişcarea accelerată a gazelor în prima parte a cursei de admisie), apare la toate motoarele, însă efectul devine eficient în special la turaţii ridicate (7 000—10 000 rot/min), specific motoarelor automobilelor de curse.

S. acustică se obţine astfel: la începutul admisiei, la extremitatea conductei dinspre supapa de admisie se produce o depresiune, care se transmite prin încărcătura proaspătă, sub formă de undă (avînd viteza egală cu

Tabelul S.20

Clasificarea metodelor de supraalimentare în raport cu presiunea de supraalimentare

Supraalimentare	Presiunea de supraalimentare [bar]	Presiunea medie efectivă a motorului [bar]	Creşterea de putere [%]
Joasă	1,1—1,4	6,5—8	15—40
Medie	1,5—2,0	8—11	50—80
Înaltă	2,0—3,0	11—18	100—120
Foarte înaltă	4,0—6,0	18—25	—

viteza sunetului) spre extremitatea opusă a conductei. La ieşirea din conductă, unda de depresiune se reflectă, întorcîndu-se spre supapa de admisie ca undă de presiune. În cazul în care închiderea supapei se efectuează în momentul următor intrării undei în clindru, se realizează s. prin creşterea presiunii încărcăturii proaspete admise. Propagarea undelor în conducta de admisie este posibilă numai în situaţia în care între supapa de admisie şi ieşirea în atmosferă nu există elemente perturbatoare, cum sînt carburatorul şi filtrul de aer. În consecinţă, s. acustică poate fi realizată la motoarele cu injecţie de benzină şi în cazurile în care filtrul de aer poate fi suspendat (automobile de curse). De asemenea, propagarea eficientă a undelor de presiune este posibilă numai în cazul „acordării" traseului de admisie cu anumiţi parametri funcţionali şi constructivi ai motorului: valorile fazelor de distribuţie, turaţia, mărimea cilindreei, lungimea colectoarelor de admisie şi evacuare. Traseul de evacuare trebuie de asemenea studiat şi „acordat" cu parametrii motorului, astfel încît propagarea undelor în gazele de evacuare să realizeze în cilindri o depresiune mare în momentul închiderii supapei de evacuare. Se precizează faptul că s. acustică presupune cercetarea complexă a propagării undelor de presiune în încărcătura proaspătă (studiul efectului combinat al propagării undelor şi al inerţiei încărcăturii admise în cilindri), precum şi propagarea undelor de presiune în gazele arse evacuate.

În cadrul sistemelor de s. a motoarelor cu ardere internă (tabelul S.19) sînt utilizate numeroase soluţii funcţionale şi constructive specifice.

În raport cu valoarea presiunii aerului admis în cilindri, s. poate fi joasă, medie, înaltă şi foarte înaltă, conform tabelului S.20.

Din punctul de vedere al utilizării energiei gazelor evacuate de motor, s. poate fi realizată cu presiune constantă înaintea turbinei, caz în care toţi cilindrii evacuează gazele într-un colector comun (Fig. S.143) sau cu presiune variabilă înaintea turbinei, prin două sau mai multe colectoare de evacuare, care alimentează turbine diferite sau sectoare de ajutaje diferite ale aceleiaşi turbine (Fig. S.144).

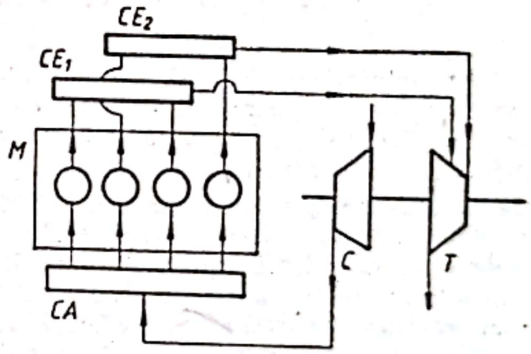


Fig. S.144. Supraalimentare cu presiune variabilă înaintea turbinei:
M — motor; *C* — compresor; *T* — turbină; *CA* — colector de admisie; CE_1, CE_2 — colectoare de evacuare.

Din punctul de vedere al soluţiei constructive, sistemele de s. cu grup turbocompresor se clasifică în raport cu numărul de trepte utilizate (comprimare şi respectiv, destindere), cu gradul de răcire al aerului şi cu tipul constructiv al compresorului şi, respectiv al turbinei de gaze.

Răcirea aerului se utilizează la s. de înaltă şi foarte înaltă presiune (în scopul măririi densităţii încărcăturii proaspete). În aceste

Scanned with OKEN Scanner

situaţii sistemul de s. conţine unul sau mai multe schimbătoare de căldură (numite răcitoare intermediare) în care aerul comprimat de compresor este răcit înainte de intrarea în motor (în general prin circuitul de răcire al motorului).

În figura S. 145 este prezentată schema unui sistem complex de s. în 2 trepte, cu răcirea aerului, răcitorul intermediar fiind montat între cele două trepte de comprimare.

SUPRAFAŢĂ DE VAPORIZARE. Suprafaţă de schimb de căldură, aferentă sistemului de vaporizare de la un agregat termic de tip cazan de abur sau cazan tehnologic (utilizat în petrochimie).

SUPRAÎNCĂLZIREA ABURULUI. Proces de creştere a temperaturii vaporilor saturaţi la presiune constantă, de la temperatura de saturaţie pînă la o temperatură mai ridicată (v. Supraîncălzitor de abur).

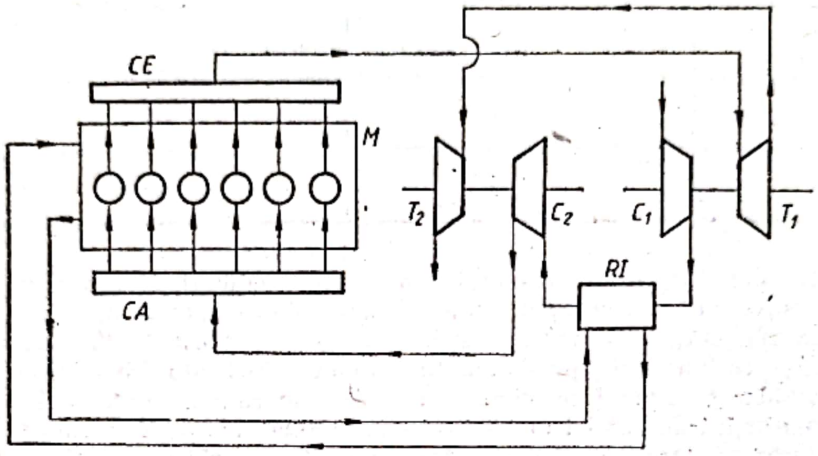


Fig. S.145. Sistem de supraalimentare în două trepte, cu răcire intermediară a aerului:
M — motor; C_1 — treapta 1 de comprimare; C_2 — treapta a 2-a de comprimare; T_1 — treapta 1 de destindere; T_2 — treapta a 2-a de destindere; *RI* — răcitor intermediar; *CA* — colector de admisie; *CE* — colector de evacuare.

Din punctul de vedere al echipamentelor de s., compresoarele sînt, în general, de tip centrifugal, iar turbinele de tip axial sau radial centripet (v. Turbină cu gaze).

Se precizează faptul că la motoarele supraalimentate solicitările termice şi mecanice ale pieselor cresc considerabil (datorită dezvoltării în spaţiul camerei de ardere a unei cantităţi de căldură mărite şi respectiv, datorită creşterii presiunii maxime a gazelor în cilindri). În consecinţă, la proiectarea acestor motoare se prevăd soluţii constructive adecvate, în special din punctul de vedere al răcirii eficiente a pieselor care mărginesc camera de ardere (piston, culasă).

SUPRAFAŢA GRĂTARULUI. Suprafaţa pe care este aşezat combustibilul solid în vrac, în vederea realizării procesului de ardere (v. Grătar).

SUPRAFAŢĂ DE ÎNCĂLZIRE (RĂCIRE). Suprafaţa prin care se realizează transferul de căldură între două fluide. Aceste suprafeţe pot fi plane, din plăci ondulate, din ţevi netede, din ţevi cu aripioare cu ace sau cu nervuri, amplasate în scopul intensificării proceselor de transfer de căldură.

Supraîncălzitoarele de abur sînt amplasate fie în generatoarele de abur, fie în schimbătoare de căldură independente, care folosesc ca agent de încălzire apa caldă (vezi cazul generatoarelor de abur de la CNE), fie gazele de ardere rezultate la o instalaţie industrială (recuperări de căldură).

În scopul obţinerii unei temperaturi a aburului în limitele prescrise de condiţiile de exploatare ale generatorului de abur, este necesară reglarea temperaturii acestuia.

Pentru reglarea temperaturii aburului supraîncălzit se folosesc două metode: reglarea pe partea gazelor de ardere (a agentului încălzitor) şi reglarea pe partea de abur.

Reglarea pe partea gazelor de ardere se bazează pe modificarea căldurii date serpentinelor supraîncălzitorului. Dintre metodele utilizate se pot menţiona:

— reglarea cu arzătoare cu înclinare variabilă;

— reglarea prin recirculaţia gazelor de ardere care sînt prelevate după economizor, iar apoi sînt introduse în focar;

— reglarea prin modificarea drumului de gaze cu ajutorul unui canal de ocolire. Drumul

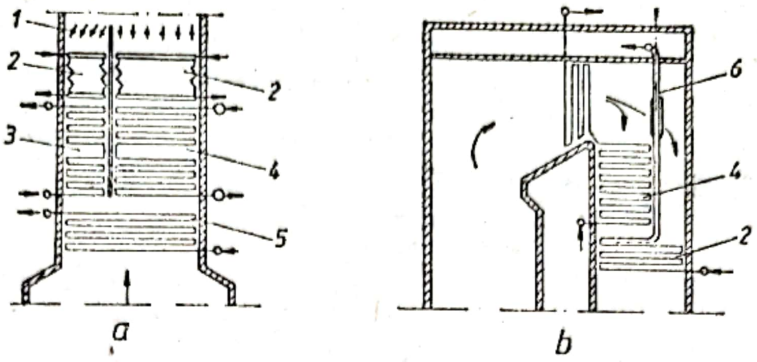


Fig. S.146. Sisteme de reglare a temperaturii aburului supraîncălzit prin reglarea drumului de gaze:
a — drum de gaze cu reglarea suprafeței de încălzire; *b* — drum de gaze fără reglarea suprafeței de încălzire; *1* — clapete de reglare; *2* — economizor; *3* — supraîncălzitor treapta I; *4* — supraîncălzitor intermediar; *5* — supraîncălzitor final; *6* — clapetă de dirijare a gazelor.

de ocolire poate fi prevăzut cu suprafețe de încălzire sau nu (Fig. S.146 *a*, *b*).

Reglarea pe partea de abur se realizează prin reducerea temperaturii aburului între treptele de supraîncălzire. Reglarea se poate face fie prin injecție de apă în abur, fie prin utilizarea schimbătoarelor de căldură prin suprafață.

La reglarea prin injecție de apă se va utiliza condensat provenit din aburul saturat pentru a se evita depuneri de săruri sau apariția coro-

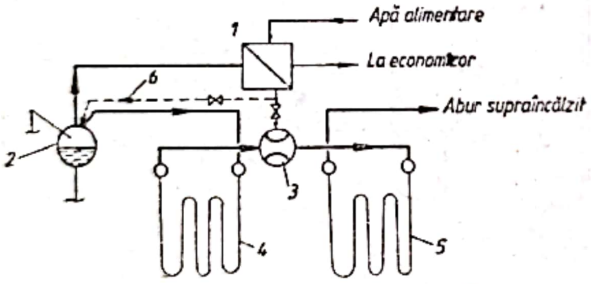


Fig. S.147. Schema de principiu pentru reglarea temperaturii aburului supraîncălzit după sistemul Doleszal:
1 — condensator de abur saturat prin suprafață; *2* — tambur; *3* — ejector de amestec; *4* — supraîncălzitor treapta 1; *5* — supraîncălzitor treapta a II-a; *6* — conductă retur condensat suplimentar.

ziunii, datorată prezenței diferitelor gaze dizolvate. Schema de reglare este cunoscută sub denumirea de sistemul Doleszal (Fig. S.147) și este utilizată cu precădere la cazanele cu apă demineralizată de presiuni medii și înalte.

La reglarea prin utilizarea schimbătoarelor de căldură prin suprafață (Fig. S.148) se amplasează răcitoarele de abur cu tambur sau se utilizează răcitoare de abur cu apă de alimentare ieșită din economizor. În acest caz, se asigură o încărcare termică uniformă a serpentinelor pe toată lățimea drumului de gaze.

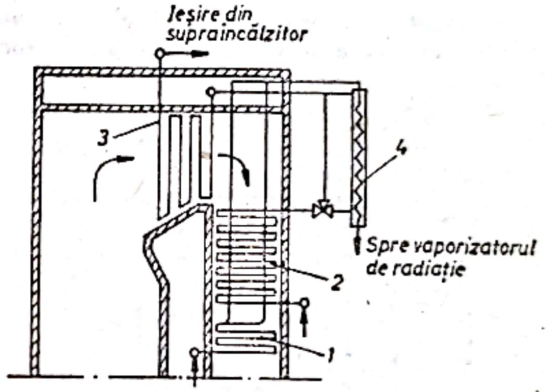


Fig. S.148. Sistem de reglare a temperaturii aburului supraîncălzit prin schimbătoare de căldură de suprafață, răcite cu apă:
1 — economizor; *2* — supraîncălzitor de convecție treapta I; *3* — supraîncălzitor final radiativ-convectiv; *4* — schimbător de căldură.

Schema de reglare este relativ elastică și mai ușor de exploatat decît în cazul amplasării răcitorului de abur în tambur.

SUPRAÎNCĂLZIREA APEI. Proces de încălzire a apei la presiunea atmosferică pentru care temperatura ei devine mai mare de 100°C (temperatura de saturație la presiunea atmosferică normală). Pentru ca apa să nu se vaporizeze, presiunea ei trebuie să fie mai mare decît presiunea atmosferică. De exemplu: la presiunea de 5 bar, apa poate fi încălzită, fără să ajungă la fierbere, pînă la temperatura de 150°C. Ca urmare, la această presiune, apa cu o temperatură mai mică de 150°C și presiunea de 5 bar se numește apă supraîncălzită.

SUPRAÎNCĂLZITOR DE ABUR. Echipament de transfer de căldură, amplasat în generatoarele de abur, în care se realizează supraîncălzirea aburului, de la temperatura de satu-

raţie pînă la o temperatură mai ridicată (350°C; 450°C; 540°C).

O parte de **s. de a.** se plasează în tronsonul de ţevi care leagă primul de al doilea drum de gaze, iar cealaltă parte, în drumul doi de gaze. La cazanele cu presiuni mai mari (135—140 bar), sau la cazanele cu străbatere forţată, o parte din supraîncălzitor se plasează chiar în focar.

În figura S.149 sînt prezentate trei scheme reprezentative de montare a **s. de a.** în generatoare de abur de diferite tipuri.

Supraîncălzitorul este construit dintr-un sistem de serpentine legate în simplu şi dublu 7, circulaţia aburului şi a gazelor avînd loc în echicurent, contracurent sau combinat. Serpentinele pot fi dispuse orizontal sau vertical. Fiecare serpentină este dispusă paralel cu sensul de curgere al gazelor, evitîndu-se depunerile de cenuşă, realizîndu-se astfel şi o încălzire uniformă a tuturor serpentinelor.

În cazul supraîncălzitorului de radiaţie, serpentinele sînt amplasate alternativ în focar cu ţevile de ecran. Supraîncălzitoarele semiradiante sînt plasate în partea superioară a focarului, fiind formate din pachete de ţevi orizontale sau verticale.

La cazanele de debite mari şi de performanţe ridicate, se folosesc supraîncălzitoare combinate (în care există atît zonă de radiaţie şi semiradiaţie, cît şi zonă de convecţie). Legătura între cele trei zone pe partea de abur se realizează astfel, încît solicitările termice ale materialului să fie cît mai reduse, ultima treaptă, amplasată după regulatorul de temperatură fiind, de obicei, de tip convectiv.

Diametrul nominal al ţevilor este de ordinul a 25; 32; 38 şi 45 mm, în funcţie de presiunea aburului (de exemplu la presiuni supracritice diametrul interior poate ajunge pînă la 12 mm).

În funcţie de valorile parametrilor aburului, conform normativelor în vigoare, se utilizează trei clase de ţevi trase (STAS 8184-77) astfel:

— clasa de calitate I — temperaturi pînă la 400°C şi presiuni pînă la 32 bar; ţevi executate din oţel OLT 35 K şi OLT 45 K;

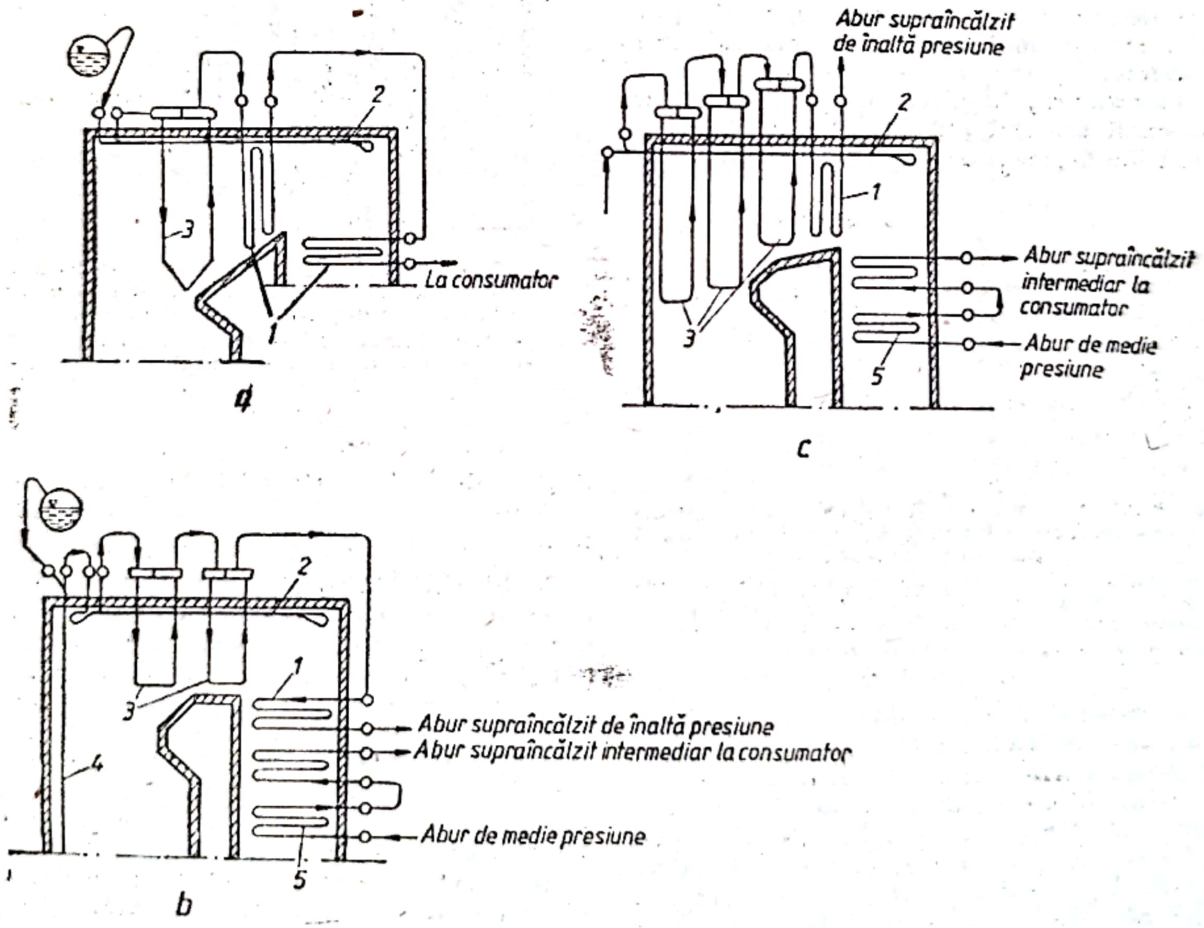


Fig. S.149. Schemele de legătură a supraîncălzitoarelor la generatoarele de abur: *a* — generator de abur de presiune ridicată cu tambur; *b* — generator de abur de presiune ridicată cu supraîncălzitor intermediar; *c* — generator de abur cu străbatere forţată unică, cu supraîncălzitor intermediar; *1* — supraîncălzitor convectiv; *2* — supraîncălzitor de tavan; *3* — supraîncălzitor-paravan; *4* — supraîncălzitor de radiaţie; *5* — supraîncălzitor intermediar.

Scanned with OKEN Scanner

— clasa de calitate II — temperaturi pînă la 450°C și presiuni de la 32 bar la 80 bar; țevi executate din oțel OLT 35 K; OLT 45 K și 16 Mo 3;

— clasa de calitate III — temperaturi peste 450°C și presiuni peste 80 bar; se folosesc țevi de toate mărcile (exemplu: 16 Mo 3; 14 CrMo 4; 12 MoV 3; 10 CrMo 10; 10 MoCr 50).

Valoarea maximă a presiunii sau temperaturii conduce la stabilirea clasei de calitate. În cazul mediilor corosive, se recomandă țevi de clasa a III-a de calitate.

SUPRAPRESIUNE. Diferența dintre presiunea unui fluid și o presiune absolută de referință mai scăzută. În mod curent, se consideră s. diferența față de presiunea atmosferică aproximată prin unitate și care se admite ca presiune de referință.

SUPRASARCINĂ. Sarcină suplimentară a mașinilor termice în raport cu sarcina nominală. Funcționarea în regim de s. este strict limitată de constructorul mașinii, din cauza înrăutățirii performanțelor termodinamice și creșterii sensibile a solicitărilor termice și mecanice ale pieselor (v. Sarcină; Caracteristică de sarcină — Fig. C.28).

SUPRASATURAȚIE. (chimie, fizică). În cazul lichidelor, s. este fenomenul pe care îl prezintă soluțiile anumitor săruri a căror solubilitate crește cu temperatura și care pot fi răcite la temperaturi mai joase decît cele corespunzătoare concentrației de saturație la care se află, fără ca sarea să se cristalizeze (să se separe de soluție). O ușoară scuturare a soluției, sau introducerea unui cristal din sarea dizolvată în ea provoacă cristalizarea unei cantități de sare ce depășește limita de solubilitate (saturație) — V. Solubilitate. De exemplu, răcind încet o soluție de sulfat de sodiu și evitînd agitarea ei, se poate obține o soluție suprasaturată.

Gazele la s. conțin o cantitate de vapori ai unui lichid mai mare decît cea care corespunde tensiunii maxime de vapori (presiunii de saturație). S. se obține prin răcirea gazului la o temperatură inferioară celei pentru care vaporii pe care îi conține sînt saturați în anumite condiții.

Se utilizează noțiunea de s. și în cazul vaporilor saturați umezi a căror densitate este mai mare decît densitatea vaporilor saturați la temperatura respectivă, adică se compune din vapori saturați și picături de lichid în suspensie.

SURSĂ DE CĂLDURĂ. Regiune din spațiu cu o temperatură mai ridicată decît cea a mediului ambiant. Nivelul de temperatură al s. de c. corespunde potențialului termic al sursei, sursa fiind cu atît mai „valoroasă" din punct de vedere energetic, cu cît temperatura ei este mai ridicată.

SURSĂ DE ENTROPIE. În orice sistem termodinamic, aflat în stare de neechilibru extern, apare o variație de stare a lui, datorită interacțiunii cu mediul ambiant și proceselor ireversibile interne din sistem. Ca urmare a acestor modificări de stare, apare și o variație de entropie care poate fi scrisă, ca sumă a doi termeni:

$$dS = dS_{ext} + dS_{int}$$

efecte externe — efecte interne

Variațiile de entropie care apar ca urmare a proceselor externe pot fi datorate transferului de masă sau interacțiunii termice (prin căldură) cu sursa externă. Astfel de variații pot să fie pozitive sau negative, depinzînd de sensul procesului. Contribuția proceselor interne la variația de entropie dS_{int} este de un interes deosebit, deoarece ea indică degradarea energiei în urma proceselor de neechilibru interne. În acord cu principiul II, în formularea locală, oriunde apare un proces ireversibil se generează entropia, adică $dS_{int} > 0$. Acest rezultat se obține în modul următor. Plecînd de la integrala lui Clausius pentru un ciclu reversibil, se arată că

$$dS = \frac{\delta Q_{ext}}{T_{sursă}},$$

în care δQ_{ext} este căldura schimbată de sistem cu sursa caldă, iar $T_{sursă}$ este temperatura sursei la care are loc schimbul de căldură.

Pentru un ciclu ireversibil,

$$dS > dS_{ext}.$$

Notînd diferența $(dS - dS_{ext})$ cu dS_{int} (variația de entropie datorită proceselor interne ireversibile din sistem) se obține:

$$dS_{int} = dS - dS_{ext} > 0.$$

Deci, variația internă de entropie sau viteza de producere internă a entropiei poate servi ca măsură a ireversibilității a proceselor termodinamice.

Se consideră ca exemplu (Fig. S.150) sistemele A și B, avînd compoziții fixe și aflîndu-se în interacțiune termică între ele și cu mediul exterior. Fie δQ_A și δQ_B căldurile schimbate de

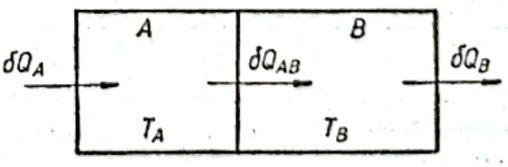


Fig. S.150. Două sisteme aflate în interacțiune termică între ele și cu mediul ambiant.

Scanned with OKEN Scanner

fiecare sistem cu mediul ambiant în timpul $d\tau$. În același interval de timp, căldura schimbată între cele două sisteme este δQ_{AB}. Dacă temperaturile fiecărui sistem rămîn neschimbate, căldurile totale schimbate de fiecare sistem sînt:

$$\delta Q_{A\,tot}=\delta Q_A-\delta Q_{AB};\quad \delta Q_{B\,tot}=\delta Q_{AB}-\delta Q_B$$

Ca urmare, variațiile de entropie ale fiecărui sistem vor fi:

$$dS_A=\frac{\delta Q_A}{T_A}-\frac{\delta Q_{AB}}{T_A}$$

$$dS_B=\frac{\delta Q_B}{T_B}-\frac{\delta Q_{AB}}{T_B}$$

Variația totală a entropiei pentru sistemul compus din cele două sisteme $(A+B)$ va fi:

$$dS=dS_A+dS_B=\left(\frac{\delta Q_A}{T_A}-\frac{\delta Q_B}{T_B}\right)+$$

$$+\delta Q_{AB}\left(-\frac{1}{T_A}+\frac{1}{T_B}\right)$$

În această relație se identifică următorii termeni:

$$(dS_{AB})_{ext}=\frac{\delta Q_A}{T_A}-\frac{\delta Q_B}{T_B},$$

care reprezintă variația de entropie a sistemului $(A+B)$ datorită interacțiunii lui cu mediul exterior și $(dS_{AB})_{int}=\delta Q_{AB}\left(-\frac{1}{T_A}+\frac{1}{T_B}\right)=$

$$=\delta Q_{AB}\left(\frac{T_A-T_B}{T_A\cdot T_B}\right)>0$$

care reprezintă variația de entropie a sistemului datorită proceselor interne din el. Acest termen reprezintă sursa de entropie din sistem și este consecința schimbului de căldură ireversibil între sistemele A și B. De remarcat că, dacă $T_A>T_B$, atunci $\delta Q_{AB}>0$ și, deci, $(dS_{AB})>0$. La fel, dacă $T_A<T_B$, atunci $\delta Q_{AB}<0$ și, deci, $(dS)_{AB}>0$, adică în ambele cazuri se respectă condiția ca sursa de entropie să fie întotdeauna pozitivă. Viteza de producere internă a entropiei este dată de raportul între $(dS_{AB})_{int}$ și intervalul de timp $d\tau$ în care are loc această variație de entropie internă în sistem, dată de expresia:

$$\frac{(dS_{AB})_{int}}{d\tau}=\frac{\delta Q_{AB}}{d\tau}\left(\frac{1}{T_B}-\frac{1}{T_A}\right)>0.$$

Dacă temperaturile celor două sisteme aflate în interacțiune (A și B) diferă infinitezimal, atunci:

$$\frac{dS_{int}}{d\tau}=\frac{\delta_Q}{d\tau}\cdot\frac{dT}{T^2}.$$

Împărțind această relație cu volumul infinitezimal în care are loc procesul de transfer de căldură între sistemele A și B $(F\cdot dx)$, rezultă viteza producerii entropiei, pe unitatea de volum σ, numită sursă de entropie:

$$\sigma=\frac{\delta Q}{F\cdot dx\cdot d\tau}\cdot\frac{dT}{T^2}=-J_Q\cdot\frac{1}{T^2}\cdot\frac{dT}{dx}=$$

$$=J_Q\frac{d(1/T)}{dx},$$

unde $\delta Q/F\cdot d\tau=J_Q$ este fluxul de căldură care trece prin suprafața F. Mărimea $d(1/T)/dx$ se numește forță termodinamică și se notează cu X_T; ea este răspunzătoare pentru apariția fluxului termodinamic J_Q. În acest limbaj, s. de e apare ca produs între o forță termodinamică X_T și fluxul pe care îl provoacă J_Q, adică:

$$\sigma=J_Q\cdot X_T.$$

În cazul în care în sistem există mai multe forțe termodinamice X_i care generează fluxurile J_i, atunci s. de e. pe unitatea de volum va fi suma produselor între fluxurile și forțele conjugate:

$$\sigma=\sum_i J_i\cdot X_i\geqslant 0,$$

în care J_i este un flux de energie sau de masă, iar X_i este o funcție fie de gradientul temperaturii, fie de gradientul potențialului electric sau de gradientul potențialului chimic.

Relații între fluxuri și forțe termodinamice. În procesele relativ lente, fluxul de energie sau de materie, J_i, este o funcție liniară de gradientul unui potențial φ_i (v. legea Ohm, Fourier, Fick):

$$J_i=L_i\frac{\partial\varphi_i}{\partial x},$$

unde indicele i se referă la al i-lea proces ireversibil. Dar gradientul potențialului φ_i reprezintă, totodată, forța termodinamică

$$X_i=\frac{\partial\varphi_i}{\partial x}.$$

În consecință, fluxul J_i este proporțional cu forța termodinamică X_i:

$$J_i=L_iX_i,$$

unde L_i este numit *coeficient fenomenologic* și depinde de proprietățile sistemului.

Cînd intervin două sau mai multe fluxuri în sistem, apare problema relațiilor între fluxuri și forțele termodinamice care generează aceste fluxuri. Lars Onsager, în 1931, a presupus că fluxul fiecărui curent respectă o relație liniară

Scanned with OKEN Scanner

nu numai în raport cu forța conjugată, dar de asemenea și cu celelalte forțe care acționează în sistem. Astfel, pentru un sistem cu n fluxuri cuplate, fluxul al i-lea este dat de relația:

$$J_i = L_{11}X_1 + L_{12}X_2 + L_{13}X_3 + \cdots = \sum_{j=1}^{n} L_{ij}X_j.$$

Această relație nu este totdeauna valabilă. Și anume, ea este respectată numai atunci cînd sistemul nu este prea departe de starea de echilibru.

Curenții termodinamici cuplați pot fi ilustrați de exemplu prin referire la un sistem în care apare transferul convectiv de căldură. Mișcarea fluidului rezultă din diferențele de potențial în temperaturi și presiuni. De asemenea, fluidul transportă energie internă odată cu mișcarea sa. Pentru transferul de masă și transferul de energie ecuația se poate particulariza:

$$J_m = L_{11}X_m + L_{12}X_E$$
$$J_E = L_{12}X_m + L_{22}X_E$$

Se pot da și alte exemple de curenți cuplați. Astfel, este cazul efectelor termoelectrice în care se cuplează transportul de căldură cu curentul electric (transport de electroni).

Expresia **s. de e.** de entropie pe unitatea de volum, în procesele cuplate, este:

$$\sigma = \sum_i \sum_j L_{ij}X_j \geq 0.$$

Iar în cazul particular a 2 curenți cuplați,

$$\sigma = L_{11}X_1^2 + (L_{12} + L_{21})X_1X_2 + L_{22}X_2^2 \geq 0.$$

Relațiile de reciprocitate ale lui Onsager. Deși relația liniară între fluxuri și forțele termodinamice simplifică foarte mult tratarea proceselor ireversibile de transport, problema nu este încă rezolvată. Ecuațiile fluxurilor necesită un mare număr de coeficienți. Pentru a evalua acești coeficienți trebuie executate un mare număr de experiențe. Mai mult decît atît, aceste ecuații nu sînt ușor de rezolvat. Dificultatea este redusă, dacă se poate arăta că există relații între diverși coeficienți de transport. Onsager a postulat că coeficienții de transport în curenți cuplați sînt simetrici, și anume $L_{ij} = L_{ji}$.

Aceste relații se numesc relațiile de reciprocitate ale lui Onsager.

SURSE DE ENERGIE. În terminologia tehnică uzuală, există o exprimare curentă atunci cînd se referă la energie, și anume se vorbește despre „consumul" de energie despre „producerea" sau „stocarea" energiei, despre „pierderea" de energie și despre **s. de e.**, ca și cum energia ar fi ceva care apare și dispare, ceva care poate fi creat, stocat sau pierdut (distrus). În conformitate cu principiul I al termodinamicii — privit ca principiu al conservării și transformării energiei — terminologia de mai sus reprezintă desigur o eroare, deoarece energia se conservă, ea nu poate fi produsă și nu poate fi distrusă (nu se poate pierde), deci nu dispare. În consecință, această exprimare se referă la exergie, care reprezintă capacitatea unui sistem termodinamic aflat în dezechilibru extern (față de mediul ambiant) de a produce lucru mecanic exterior. Ceea ce se consumă, deci ce se poate pierde, este exergia și nu energia; ceea ce se poate stoca este, de asemenea, exergie; ceea ce se poate distruge este, de asemenea, exergie. Atunci, **s. de e.** nu sînt altceva decît surse de exergie.

Exprimarea corectă este de **s. de e.** termică, **s. de e.** mecanică; **s. de e.** electrică (de ex.: prin efect fotovoltaic din energia radiației solare), deci cînd este vorba despre a produce anumite forme de energie din alte forme de energie primară, de exemplu de energie solară, care vine pe pămînt în mod continuu de la soare sub formă de radiații termice, sau care este „stocată" din energia acestor radiații sub formă de energie potențială chimică (prin fotosinteză) în plante, sau din energie internă nucleară conținută în elementele radioactive existente în scoarța terestră, sau din energia gravitațională pe care o posedă sistemul aflat în mișcare relativă Pămînt — Lună — Soare. Acestea sînt cele trei **s. de e.** primară principale (energia solară, energia nucleară, energia gravitațională). Toate așa zisele **s. de e.** ca de exemplu cărbunii, gazele naturale, petrolul, apele geotermale, vîntul, valurile, mareele, etc. sînt derivate din ele, deoarece au această origine.

Energia solară ca sursă de energie este disponibilă la suprafața Pămîntului în cantitate de $1{,}56 \cdot 10^{18}$ kWh/an (ea este de cca. 24 000 ori mai mare decît consumul mondial de energie din anul 1975) iar puterea radiației solare primite de Pămînt este de $173 - 10^{12}$ kW. Circa 30% din ea este reflectată și retransmisă în cosmos, 23% este „folosită" pentru ciclul natural al apei (evaporare → condensare în nori → → ploi + zăpezi → rîuri → fluvii → mări și lacuri evaporare etc.); circa 45% este primită efectiv de suprafața Pămîntului și a oceanelor, fiind absorbită sub formă de căldură; cca. 2% este consumată de mișcările atmosferice și cele oceanice (vînturi, valuri, curenți marini, furtuni, uragane, etc.); 0,02% este folosită în asimilația clorofiliană. Resturile de plante și animale îngropate în pămînt la presiuni și temperaturi ridicate au condus în milioane de ani la formarea combustibililor fosili (cărbuni, petrol, gaze naturale, turbă, șisturi bituminoase, nisipuri, asfaltice).

Scanned with OKEN Scanner

În figura S.151 se prezintă rezervele mondiale ale principalilor combustibili fosili, împreună cu ceea ce s-a extras pînă în prezent. În estimările energetice mondiale se folosește unitatea

$$Q = 2{,}93 \cdot 10^{14}\ \text{kWh}.$$

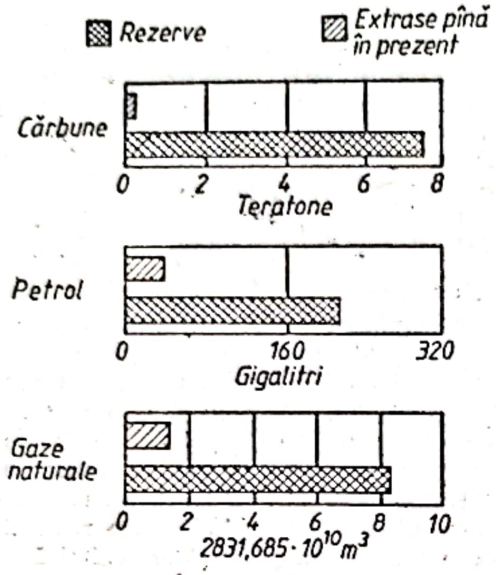


Fig. S.151. Rezerve mondiale de combustibil fosili.

Folosind această unitate, rezervele de energie ale omenirii, identificate pînă în prezent, sînt:

1) Combustibilii fosili, care pot asigura 2 200Q;

2) Energia atomică obținută prin fisiunea nucleară, care reprezintă o rezervă estimată la cca 1 700Q;

3) Energia solară, care poate furniza anual cca 2 000Q; în timp ce primele două s. de e. primară (1 și 2) sînt epuizabile, a treia este practic inepuizabilă;

4) Energia geotermală ce reprezintă o rezervă posibilă, ale cărei tehnici de folosire se pun la punct abia în prezent (în România apele freatice calde au temperatura de 40—130°C);

5) Energia ce s-ar putea obține prin fuziunea nucleară a atomilor de deuteriu, care se estimează la cca $1{,}5 \cdot 10^9 Q$, fiind practic inepuizabilă (ca și cea solară);

6) Surse neconvenționale de energie, care sînt bazate, în ultimă analiză, tot pe energia solară:

— biogazul, obținut prin fermentația anaerobă (produsă de microorganisme) a reziduurilor organice, menajere și animaliere; se obține un amestec gazos, care conține circa 70% metan și 30% bioxid de carbon — cu puterea calorifică inferioară de 5 500—6 000 kcal/m^3_N;

— energia eoliană, bazată pe energia cinetică a vînturilor;

— energia valurilor marine; pe litoralul românesc al Mării Negre; (de 245 km) se estimează un potențial amenajabil tehnic de $(3\cdots4) \cdot 10^9$ kWh/an;

— energia rezultată din folosirea diferenței de temperatură a apei mărilor și oceanelor la suprafață și în adînc. În 1926 Georges Claude (1870—1960) și Paul Boucherot (1869—1943) au construit o instalație de forță cu turbină cu abur, funcționînd cu sursa caldă — apa oceanică de la suprafață și sursa rece — apa oceanică din adînc. În prezent, pe acest principiu se preconizează construirea unor mari centrale termoelectrice plutitoare, care ar putea folosi la producerea hidrogenului prin electroliza apei. Hidrogenul astfel produs este un combustibil obținut de fapt din energie solară.

— lemnul, în trecut folosit drept principal combustibil pentru încălzit și pentru procese tehnologice (sub formă de mangal); în prezent se folosește tot mai puțin în calitate de combustibil, deoarece se poate valorifica superior în diverse industrii (mobilă, celuloză, hîrtie etc.).

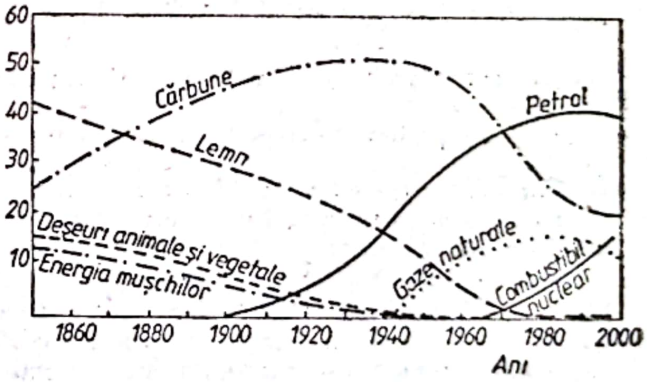


Fig. S.152. Evoluția pe plan mondial a structurii surselor de energie.

Structura s. de e. folosite pe plan mondial (Fig. S.152) și în fiecare țară s-a schimbat de-a lungul anilor și se schimbă continuu, funcție de tendințele de epuizare ale unor surse și de apariție a altora.

Scanned with OKEN Scanner

Ş

ŞICANĂ. Obstacol aşezat în calea unui fluid pentru a-l dirija într-o anumită direcţie, a-i reduce viteza sau a-i imprima un traseu ocolit, pentru a reduce neuniformitatea debitului în secţiunea de curgere.

La rezervoarele de apă potabilă, **ş.** sînt dispuse în sens longitudinal faţă de direcţia de curgere a apei.

La bazinele de amestec al apei cu clorul, pentru dezinfectare, **ş.** creează curenţi turbionari şi favorizează participarea întregului volum de apă din bazin la procesul de dezinfectare.

La bazinele de amestec al apei cu reactivi (coagulanţi, var, sodă etc.), **ş.** sînt dispuse la 45°C, în sensul curentului, îngustează secţiunea de trecere a apei şi, prin mărirea vitezei, asigură un amestec intim al apei cu soluţiile de reactivi.

La separatoarele de grăsimi şi uleiuri, **ş.**, dispuse transversal faţă de curentul de fluid, asigură reţinerea substanţelor mai uşoare (grăsimi, uleiuri etc.) la suprafaţă.

La schimbătoarele de căldură multitubulare aşezate orizontal, **ş.**, dispuse transversal faţă de fluidul ce circulă prin spaţiul dintre ţevi şi manta, au rolul de a distribui curentul de fluid, astfel ca drumul parcurs să fie cît mai lung, pentru ca schimbul de căldură să fie cît mai bun (Fig. Ş.1).

La amortizoarele de zgomot, **ş.** (sub forma unor discuri prevăzute cu orificii de secţiuni reduse) produc o laminare a curentului de

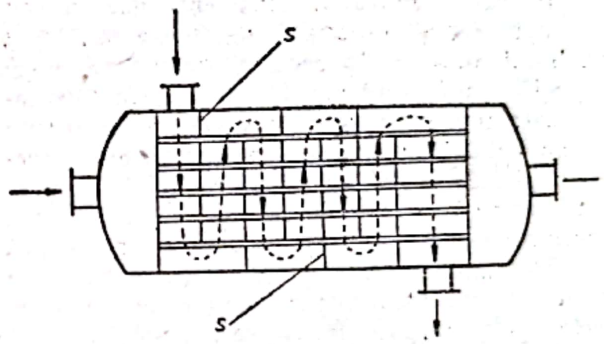


Fig. Ş.1. Şicane montate într-un schimbător de căldură:
ş — şicane.

fluid şi, în acelaşi timp, împiedică curentul de gaze să se deplaseze pe o traiectorie liniară. Laminarea curentului prin orificiile înguste nivelează diferenţele de presiune, dar creează o rezistenţă gazodinamică ridicată, care reduce sensibil performanţele motorului [v. Amortizor de zgomot].

ŞOC TERMIC. v. Solicitare termică

T

TABELĂ DE ABUR. Tabelă cu mărimile de stare ale aburului în funcție de temperatură sau de presiune, întocmită prin calcul și prin determinări experimentale și folosită în calculele practice.

În cazul aburului, considerat gaz la sau în apropierea punctului de lichefiere, s-au elaborat o serie de ecuații termice de stare empirice sau semiempirice, care, sînt caracterizate printr-un grad mare de complexitate și au valabilitate pe domenii restrînse de presiuni și temperaturi. Se cunosc pînă în prezent 149 ecuații caracteristice de stare, valabile fie numai pentru abur, fie cu caracter general. Determinarea mărimilor de stare, în calculele practice, cu ajutorul ecuațiilor termice de stare, este practic imposibilă. De aceea, s-au elaborat tabele amănunțite cu valorile mărimilor de stare ale apei și aburului și în mod asemănător și pentru alți agenți de lucru (agenți frigorifici, mercur etc.), întocmite atît prin calcule după anumite ecuații termice de stare, cît și pe baza prelucrării datelor experimentale.

Avînd în vedere importanța vaporilor (abur, vapori de agenți frigorifici etc.) ca agent de lucru în diferite mașini și instalații termice, încă din anul 1929 s-a înființat „Conferința Internațională a aburului" care corelează și analizează atît cercetările teoretice de elaborare de ecuații termice de stare, cît și cele experimentale, decretează periodic care sînt ecuațiile și datele ce au valabilitate și întocmește „Tabele cadru", determinate prin experiențe foarte minuțioase și riguroase și care servesc pentru verificarea tabelelor de utilizare curentă.

Dintre ecuațiile termice de stare, $f(p, v, T)=0$, stabilite pentru vaporii de apă se menționează:

— ecuația B. Koch, utilizată la calculul t. de a. și care prezintă rezultatele ce se încadrează în toleranțele admise față de „Tabelele cadru" cu excepția domeniului din apropierea punctului critic; Ecuația Koch are forma:

$$v=\frac{RT}{p}-\frac{A}{\left(\frac{T}{100}\right)^{2,82}}-$$

$$-p^2\left[\frac{B}{\left(\frac{T}{100}\right)^{14}}+\frac{C}{\left(\frac{T}{100}\right)^{31,6}}\right],$$

în care constantele A, B, C sînt determinate experimental pentru abur în anumite condiții de presiuni și temperaturi.

— ecuația Vukalovici-Novikov, care ține seama de fenomenul asocierii moleculelor de stări aflate în apropierea punctului de lichefiere în complexe de 2—5 molecule. Ecuația are forma:

$$pv=RT\left[1+\frac{B_1(T)}{v}+\frac{B_2(T)}{v^2}+\cdots\right],$$

în care:

$$B_1(T)=\frac{a}{RT}+\frac{c_1N}{T^{(3+2m_1)/2}}\cdot e^{Tc/T}-b$$

$$B_2(T)=\frac{bc_1N}{T^{(3+2m_1)/2}}e^{Tc/T}-4\left(1-\right.$$

$$\left.-\frac{4\frac{c_2}{c_1^2}}{T^{(3m_2-4m_1)/2}}\right)\left(\frac{c_1N}{T^{(3+2m_1)/2}}\cdot e^{Tc/T}\right)^2;$$

etc.

în care: a, b și R sînt coeficienții Van der Waals, $c_1, c_2, \ldots$ sînt coeficienți determinați pe baza valorilor experimentale; $p, v, T, m_1, m_2 \ldots$ coeficienți care țin seama de numărul gradelor de libertate ale complexelor de molecule duble, triple etc.; N numărul total de molecule simple.

Ecuațiile calorice de stare pentru calculul valorilor energiei interne $u_{(p,T)}$, entalpiei $h_{(p,T)}$

Scanned with OKEN Scanner

entropiei $s_{(p,\ T)}$, la o anumită stare de presiune (p) și temperatură (T), în cazul gazelor reale și valorilor sînt:

$$u(p,\ T)=u(p_0,\ T_0)+\int_{T_0}^{T} c_v(p_0)\,dT+$$

$$+\int_{p_0}^{p}\left[T\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v-p\right]\left(\frac{\partial v}{\partial p}\right)_T dp$$

$$h(p,\ T)=h(p_0,\ T_0)+\int_{T_0}^{T} c_{p_0}\frac{dT}{T}-$$

$$-\int_{p_0}^{p}\left[T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p-v\right]dp$$

$$s_{(p,\ T)}=s_{(p_0,T_0)}+\int_{T_0}^{T} c_{p_0}\frac{dT}{T}-\int_{p_0}^{p}\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p dp.$$

în care: p_0 și T_0 reprezintă presiunea și, respectiv, temperatura stării de referință în raport cu care se evaluează mărimile $u_{(p,\ T)}$; $h_{(p,\ T)}$ și $s_{(p,\ T)}$; c_p și c_v — căldurile specifice ale vaporilor respectivi la p=const. și respectiv v=const., evaluate la presiunea p_0 $\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v$; $\left(\frac{\partial v}{\partial p}\right)_T$ și $\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p$ — derivatele parțiale ce se obțin prin derivarea ecuației termice de stare admisă.

Ținînd cont de complexitatea ecuațiilor termice de stare și de faptul că dau valori verificate de experiență numai în anumite intervale de p și T, rezultă că ecuațiile calorice de stare în cazul vaporilor devin și mai complexe și, deci, nu este posibilă utilizarea relațiilor de mai sus pentru calculul valorilor mărimilor calorice de stare (u, h și s). Din aceste motive, t. de a. cuprind pe lîngă valorile mărimilor termice de stare (p, v, T) și valorile mărimilor calorice de stare (u, h, s) ce corespund diferitelor stări de p și T ale vaporilor și lichidelor.

Valorile absolute $u(p,\ T)$, $h(p,\ T)$ și $s(p,\ T)$ sînt funcție de o constantă de integrare $u(p_0,\ T_0)$; $h(p_0,\ T_0)$ și $s(p_0,\ T_0)$ termodinamic nedeterminată. Ținînd, însă, seama de faptul că la calculele proceselor de instalații interesează numai variația acestor mărimi, prin convenție, s-au admis anumite valori ale mărimilor calorice de stare ale lichidului saturat (lichid aflat la presiunea și temperatura de saturație corespunzătoare) la starea de referință față de: t_0=0°C și presiunea de saturație p_0 ce corespunde temperaturii t_0.

Astfel, pentru apă s-au admis valorile: $u'(p_0,\ T_0)=0$ și $s'(p_0,\ T_0)=0$.

În cazul apei, se constată că pentru presiuni mai mici de 98 bar energia internă și entropia variază neglijabil cu presiunea și, deci, la t_0=0°C și $p_0<98$ bar se poate considera, de asemenea, $u(p_0,\ T_0)=0$ și $S(p_0,\ T_0)=0$. Entalpia apei lichide, la t_0=0°C și $p_0\leqslant 98$ bar, va fi:

$$h_{(p_0,\ T_0)}=u_{(p_0,\ T_0)}+p_0v_0=0{,}000611\ \text{kJ/kg}\simeq 0.$$

În cazul agenților frigorifici se admit t_0=0°C și p_0=presiunea de saturație a agentului frigorific respectiv la temperatura t_0. La această stare, se consideră valorile

$$h'_{(p_0,\ T_0)}=100\ \text{kcal/kg}=418{,}68\ \text{kJ/kg}$$

$$s_{(p_0,\ T_0)}=1\ \text{kcal/kg}\cdot\text{K}=4{,}1868\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K}.$$

Pe diagramele fazice lichid-vapori ale agenților frigorifici se întîlnesc și alte valori $h'(p_0,\ T_0)$ și $s'(p_0,\ T_0)$, valori specificate pe fiecare diagramă în parte.

Tabelele cu proprietățile termodinamice ale apei și aburului utilizate general sînt tabelele Vukalovici care au fost întocmite atît prin calcul, cît și pe bază de date experimentale, și anume:

— în domeniul vaporilor supraîncălziți s-a utilizat ecuația termică de stare Vukalovici-Novikov, domeniu în care ecuația oferă valori ce se încadrează în limitele toleranțelor admise față de „Tabelele cadru";

— în domeniul lichidului, domeniul critic la $t\leqslant 400$°C și în lungul curbei limită, valorile tabelare ale proprietăților au fost calculate prin metode de analiză numerică, pe baza celor mai multe date experimentale. Tabelele sînt organizate în două categorii și anume:

— prima categorie de tabele cuprinde mărimile de stare ale lichidului saturat (p, t_s, v', h', s') și ale vaporilor saturați uscați (p, t_s, v'', h'', s'') atît în funcție de presiune (p), cît și în funcție de temperatura de saturație (t_s);

— a doua categorie de tabele dau mărimile de stare ale lichidului (apei) și vaporilor supraîncălziți (aburului) în funcție de p și t.

TACHET. Element component al sistemului de împingători al mecanismului de distribuție și al pompelor de injecție cu piston-sertar (v. Pompă de injecție), care preia reacțiunea laterală produsă de camă prin frecare.

În cazul mecanismului de distribuție al motoarelor cu ardere internă cei mai răspîndiți

Scanned with OKEN Scanner

sînt t. cu platou plan (Fig. T.1 *a*) sau sferic (Fig. T.1 *b*), deoarece au o construcţie mai simplă, masă mai mică şi cost mai redus.

T. se execută gol la interior pentru a-i micşora masa. În vederea măririi durabilităţii

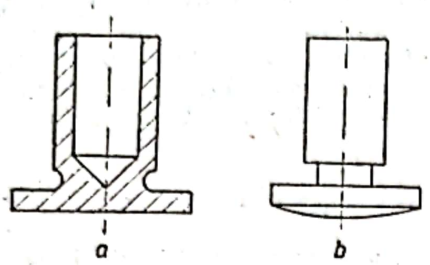


Fig. T.1. Forme constructive ale tacheţilor mecanismului de distribuţie prin supape:
a — tachet cu platou plan; *b* — tachet de platou sferic.

t. se prevede rotirea lui, ceea ce înlesneşte distribuţia uniformă a uzurilor pe întreaga suprafaţă a platoului. În figura T.2 se prezintă o soluţie de rotire a t. prin dezaxarea acestuia faţă de axa camei.

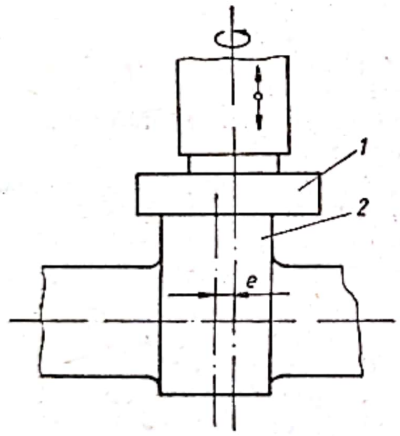


Fig. T.2. Montaj dezaxat al tachetului:
1 — tachet; *2* — camă; *e* — excentricitate.

Pentru a reduce zgomotul, uzura camei şi uzura supapei se construiesc t. hidraulici (Fig. T.3). În interiorul t. *1* este montat cilindrul *2*, care comportă pistonul plonjor *3* şi supapa de reţinere *4*. Sub acţiunea arcului *5*, pistonul *3* este apăsat pe tija supapei sau a împingătorului *6*. Prin canalul *7* soseşte uleiul sub presiune din sistemul de ungere al motorului. Cînd cama atacă t., acesta se ridică o dată cu cilindrul *2*. Presiunea uleiului dintre piston şi supapa de siguranţă creşte, iar bila se aşază pe sediu; se izolează astfel o „pernă" de ulei în spaţiul *8*, care transmite pistonului plonjor mişcarea t. În acest fel, la uzuri avan-

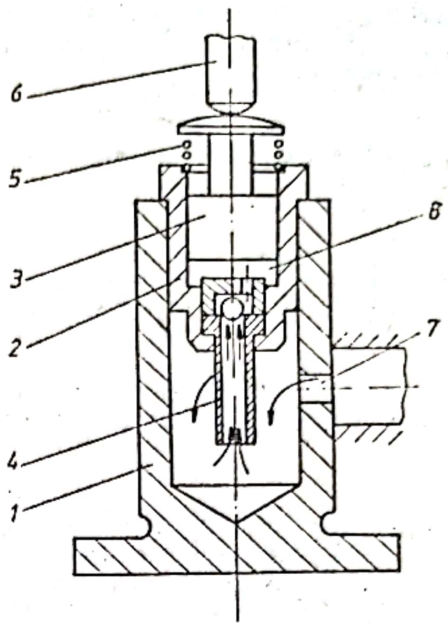


Fig. T.3. Ansamblul tachetului hidraulic:
1 — corpul tachetului; *2* — cilindru; *3* — piston-plonjor; *4* — supapă de reţinere; *5* — arc; *6* — împingător; *7* — canal; *8* — spaţiu de ulei.

sate ale supapei sau t., mişcarea nu se transmite cu şoc, deoarece „perna" de ulei îşi modifică volumul şi este capabilă să asigure un contact permanent între t. şi supapă (sau tijă împingătoare).

T. hidraulic s-a dovedit o soluţie eficientă pentru prevenirea ruperilor prin oboseală a supapei. T. hidraulic permite renunţarea la lucrările de reglaj periodic al jocului termic, iar mecanismul de distribuţie nu se mai prevede cu şuruburi de reglaj. T. hidraulici au preţul de cost mai ridicat.

Cînd acţionarea supapelor de distribuţie se face direct de către camă, pentru a descărca tija supapei de reacţiunea laterală, se montează pe capătul tijei un pahar de ghidare, care se deplasează alternativ într-o bucşă cilindrică. O astfel de soluţie se întîlneşte şi la unele tipuri de pompe de injecţie individuale (v. Fig. P.101).

Pentru pompele de injecţie în linie şi unele tipuri de pompe de injecţie individuale se utilizează t. cu rolă (v. Fig. P.104), care au o construcţie mai complexă şi cost mai ridicat.

T. şi rola (în cazul t. cu rolă) se confecţionează din oţeluri aliate sau oţeluri de cementare, cărora li se aplică tratamente de durificare superficială (carbonitrurarea sau nitrurare în băi de săruri).

TALER DE SUPAPĂ (Sin.: **Ciuperca supapei**). Parte componentă a supapelor de distribuţie ale motoarelor cu ardere internă, care asigură obturarea orificiilor de admisie şi de evacuare din culasă (v. S u p a p ă).

Scanned with OKEN Scanner

TAMPON (Rezervor). Sistem tehnic, utilizat pentru amortizarea vibraţiilor unui fluid. El se prezintă sub forma unui recipient metalic confecţionat prin turnare, sudare etc. Exemple de utilizare: rezervorul **t.** se poate monta pe conducta de aspiraţie a aerului într-un motor cu ardere internă; între staţia de compresoare şi conducta principală de distribuţie a unei instalaţii de aer comprimat etc.

În unele cazuri, rezervorul **t.** poate servi ca regulator de debit şi de presiune pentru fluidul respectiv, cît şi ca acumulator de energie. La unele rezervoare pentru aer comprimat, se realizează răcirea parţială a fluidului, iar uleiul şi apa condensată se depun la partea inferioară a rezervorului.

În general, rezervorul este echipat cu racorduri, cu flanşe pentru conductele de intrare, de ieşire şi de legare la regulator, cu supapă de siguranţă, manometru, robinet de scurgere (a apei şi uleiului depuse), guri de vizitare ş.a.

TARARE A MOTORULUI. Operaţiile de reglaj efectuate asupra motorului cu ardere internă, în scopul stabilirii valorii regimurilor caracteristice, care sînt nominalizate de constructor în documentaţiile de livrare a motorului (carte tehnică, caiet de sarcini, certificat de calitate etc.). Regimurile caracteristice ale motorului reprezintă valorile puterilor maximă şi nominală şi, respectiv, ale turaţiilor corespunzătoare acestor puteri, precum şi valorile momentului motor maxim şi, respectiv, ale turaţiei corespunzătoare momentului motor maxim.

T. m. se efectuează experimental la standul de probe, prin reglarea corespunzătoare a caracteristicilor echipamentelor de alimentare (carburaţie la motoarele cu aprindere prin scînteie, respectiv injecţie — la motoarele diesel) şi de aprindere (motoare cu aprindere prin scînteie), ori prin modificarea unor parametri constructivi (raportul de comprimare) sau funcţionali (presiunea de supraalimentare).

Operaţia de **t. am.** se aplică în două situaţii caracteristice: construcţia unui nou tip de motor şi adaptarea unui motor existent la o utilizare diferită de aceea pentru care a fost proiectat. În primul caz, se precizează, în general, valorile regimului nominal, respectiv cel mai înalt regim de funcţionare continuă a motorului, cu menţinerea constantă a puterii, turaţiei şi consumului de combustibil, fără defecţiuni sau uzuri anormale. Acest regim este inferior regimului de sarcină totală, respectiv regimului de putere intermitentă (v. Sarcină). De asemenea, se precizează regimul de moment motor maxim (valorile momentului motor maxim şi turaţiei de moment maxim). În cel de al doilea caz, operaţia se numeşte *retarare* a motorului şi constă în stabilirea regimurilor caracteristice, corespunzătoare noilor condiţii de utilizare. De exemplu, adaptarea unui motor pentru funcţionarea cu durate mai mari la sarcini ridicate (în raport cu condiţiile iniţiale) constă în reglarea regimului de putere maximă la o valoare mai mică, pentru a evita creşterea periculoasă a solicitărilor termice şi mecanice ale pieselor motorului, respectiv pentru a evita reducerea siguranţei în funcţionare şi a durabilităţii. Retararea motorului corespunzătoare unor regimuri de funcţionare inferioare reglajelor iniţiale se numeşte *detarare*.

TEMPERATURĂ. Mărime de stare locală a sistemelor fizico-chimice, ce se referă la echilibrul termic al lor. Două sisteme sînt în echilibru termic, cînd au aceeaşi **t.** Dacă un sistem este în echilibru termic cu un al doilea sistem şi acesta se află în echilibru termic cu un al treilea sistem, atunci primul şi al treilea se află, de asemenea, în echilibru termic (principiul zero al termodinamicii). Sistemele nu se află în echilibru termic, cînd au **t.** diferite şi cel cu **t.** mai mare va ceda căldură celui cu **t.** mai mică.

Pentru determinarea **t.** se utilizează variaţia anumitor proprietăţi fizice ale unui corp (volum, rezistenţă electrică, forţă termoelectromotoare etc.) în timpul încălzirii lui. **T.** pînă la 1 600°C se obţin în cuptoare electrice, iar mai înalte — în flăcările rezultate prin reacţii chimice de oxidare. Ex.: monoxidul de carbon (CO) arzînd în aer produce **t.** de 2 090°C, iar în oxigen de 2 825°C; acetilena (C_2H_2) arzînd în aer produce o **t.** de 2 220°C şi în oxigen de 3 100°C; hidrogenul atomic ars în arc voltaic cu electrozi de tungsten produce o **t.** de 3 370°C. **T.** între 5 000 şi 50 000°C se obţin în descărcările electrice în gaze. Plasma fierbinte a reacţiilor termonucleare are **t.** de pînă la $80 \cdot 10^6$°C. **T.** joase se obţin cu ajutorul amestecurilor refrigerente (ex.: dioxid de carbon solid (CO_2) şi alcool etilic (C_2H_5OH) realizează —78°C).

T. mai coborîte se realizează prin comprimarea gazelor, urmată de lichefierea directă sau prin efect Joule-Thomson şi apoi de evaporare în vid. În acest mod, cu clorura de metil (CH_3Cl) se atinge **t.** de —70°C, cu etilena de —150°C, cu oxigenul de —200°C, cu hidrogenul de —259°C, iar cu heliul de —272,2°C. Prin metoda dezorientării momentelor magnetice atomice (adică demagnetizarea adiabatică a unor săruri paramagnetice), urmată de o dezorientare imediată a momentelor magnetice nucleare, se pot atinge **t.** de $1{,}2 \cdot 10^{-6}$ K. Utilizînd tehnica răcirii prin laser a atomilor de sodiu s-a obţinut o **t.** de circa 45 microkelvin.

T. absolută este **t.** termodinamică măsurată în grade termometrice absolute pe scara Kelvin, fiind una dintre mărimile fizice fundamentale ale SI. Zero al scării absolute este —273,15°C, **t.** la care moleculele unui gaz nu

Scanned with OKEN Scanner

mai au energie cinetică de translaţie. Deoarece mărimea unui grad absolut este egală cu cea a unui grad Celsius, **t.** în grade absolute va fi: $T\,[K]=t\,[°C]+273{,}15$.

T. amestecului. Gaze diferite amestecate, fără a reacţiona între ele, ajung la un echilibru termic, stabilindu-se o **t.** finală t_m a cărei valoare se determină cu relaţia:

$$t_m=\frac{\sum_1^n m_i c_i t_i}{\sum_1^n m_i c_i},$$

în care: m_i reprezintă masele gazelor din amestec; c_i — căldurile specifice ale gazelor din amestec; t_i — **t.** gazelor din amestec.

T. ambiantă. Este **t.** mijlocie a mediului din apropierea unui sistem tehnic.

T. critică [v. Critic (Punct)]. Este **t.** maximă la care un gaz mai poate fi lichefiat. Astfel, comprimînd izotermic un gaz aflat la o **t.** t_1 mai mică decît **t.** critică t_{cr}, se constată că la atingerea presiunii p_1 începe lichefierea gazului ce are loc izobar-izoterm, proces reprezentat în coordonate p-v prin palierul $1''1'$ (Fig. T.4). În punctul $1''$ se află numai gaz

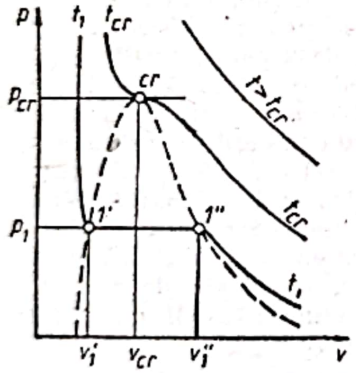


Fig. T.4. Izotermele de compresie şi punctul critic.

(vapori), de volum specific v_1'', iar în punctul $1'$ se află numai lichid cu volumul specific v_1'. Repetînd experienţa, la **t.** mai ridicate, alura izotermelor rămîne aceeaşi, dar diferenţa $v''-v'$ scade. Există o **t.** numită **t.** critică (t_{cr}) la care, prin comprimare izotermică, lichefierea are loc instantaneu în momentul atingerii presiunii critice (p_{cr}). Respectiv, palierul de lichefiere se reduce la un punct numit punct critic, care constituie pentru izoterma t_{cr} un punct de inflexiune de tangentă orizontală. În punctul critic, volumul specific al lichidului (v') este egal cu volumul specific al gazului (v'') şi egal cu volumul specific al punctului critic (v_{cr}).

La **t.** superioare **t.** critice ($t>t_{cr}$), izotermele nu mai prezintă palier de lichefiere; este, deci imposibil de a lichefia un gaz prin comprimare izotermică la o **t.** superioară **t.** critice.

Valoarea **t.** critice depinde de natura gazului. Astfel, pentru CO_2 ea este de 31°C, şi deci dioxidul de carbon este lichefiabil prin comprimare izotermică la **t.** mediului ambiant, de exemplu la +20°C. Pentru oxigen **t.** critică este de −119°C; este deci imposibil de a lichefia oxigenul la **t.** mediului ambiant, oricare ar fi presiunea lui; trebuie în prealabil să se scadă **t.** lui sub −119°C, de exemplu printr-o destindere adiabată şi să se menţină la această **t.** în timpul comprimării.

T. de congelare a unui combustibil lichid. Este **t.** la care combustibilul lichid devine atît de vîscos încît, într-o eprubetă umplută cu lichid şi înclinată la 45°, timp de un minut, meniscul nu se deplasează.

T. de fierbere. Este **t.** la care fierbe un lichid şi pentru care tensiunea vaporilor lichidului respectiv este egală cu presiunea exterioară. Ea este funcţie de presiunea exterioară. **T.** normală de fierbere este **t.** la care lichidul fierbe cînd presiunea este de 760 mm Hg=1,01325 bar.

T. de inflamabilitate. Este **t.** minimă la care trebuie încălzit un amestec gazos format din vapori de combustibil şi aer sau alt carburant pentru ca să poată arde, dacă este adus la **t.** de aprindere. Este o mărime caracteristică combustibililor lichizi şi valoarea ei se determină cu aparate speciale.

T. de radiaţie. Este **t.** absolută a corpului negru pentru a avea aceeaşi emitanţă energetică cu a altui corp şi a cărui **t.** de radiaţie totală nu se cunoaşte. Pe baza legilor lui Kirchoff şi a lui Stephan-Boltzmann, legătura dintre **t.** de radiaţie T a unui corp şi **t.** sa reală se exprimă cu relaţia:

$$\left(\frac{T_r}{T}\right)^4=\Sigma,$$

în care Σ este puterea de emisie a corpului la **t.** T_r pentru un flux care are distribuţia spectrală identică cu cea a radiaţiei termice la această **t.**

T. de solidificare. Este **t.** la care o substanţă trece din starea lichidă în cea solidă. Pentru substanţele pure ea este egală cu **t.** de topire. Ea este o funcţie de presiunea care se exercită asupra substanţei. **T.** de solidificare (topire) normală este **t.** la care substanţa se solidifică (topeşte) la presiunea de 760 mm Hg.

TENSIUNE DE VAPORI (v. Presiune de saturaţie). Presiunea vaporilor produşi de un lichid sau presiunea vaporilor în echilibru termic cu lichidul din care provin.

Scanned with OKEN Scanner

T. de v. este, deci, presiunea maximă a vaporilor la o anumită temperatură numită și presiune de saturație. Într-o diagramă lichid-vapori în coordonate p-v (Fig. T.5) presiunea de saturație corespunzătoare temperaturii t_{s_1} este p_1, pentru t_{s_2} presiunea p_2 etc. pînă la presiunea p_c corespunzătoare punctului critic.

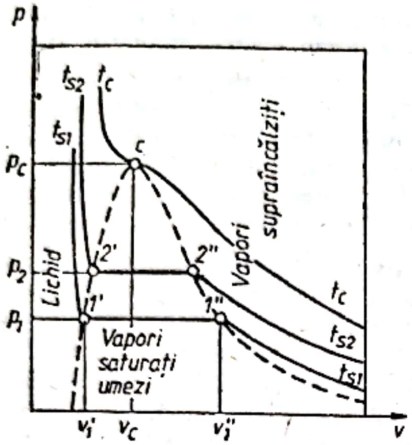


Fig. T.5. Diagrama fizică lichid-vapori în coordonate p—v:
1', 2', ... stare de lichid saturat;
1", 2", ... stare de vapori saturați uscați.

T. de v. crește cu temperatura. Relația dintre variația **t. de v.** ($\mathrm{d}p$) și variația temperaturii ($\mathrm{d}T$) este dată de ecuația Clapeyron-Clausius

$$\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}T}=\frac{h''-h'}{T(v''-v')} \text{ sau } \frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}T}=\frac{r}{T(v''-v')},$$

în care h', v', h'', v'' sînt entalpia și volumul specific al lichidului respectiv ale vaporilor, la starea de saturație corespunzătoare; $r=h''-h'$ — căldura latentă de vaporizare; T — temperatura de saturație a presiunii p [K], care poate fi T_{s1}, T_{s2}, ...

Mărimile r, v'', v', h'', h' din ecuația Clapeyron-Clausius sînt funcții de temperatură și, implicit, de presiune și, deci, ecuația nu poate fi integrată exact. Ca urmare, diferiți cercetători dau o serie de relații semiempirice sau empirice de calcul ale presiunei vaporilor $p=p_s(T)$ la starea de saturație cu valabilitate pe anumite intervale de temperatură, ca de exemplu:

a) Pentru procesele de vaporizare la presiuni joase se poate considera că $v''-v'\cong v''$. În acest caz, volumul specific v'' al vaporilor saturați uscați la presiuni scăzute (stare rarefiată) se poate calcula cu legea gazelor perfecte, deci $pv''=RT$. În aceste condiții, ecuația Clapeyron-Clausius devine:

$$\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}T}=\frac{r\cdot p}{RT^2} \text{ sau } \frac{\mathrm{d}\ln p}{\mathrm{d}T}=\frac{r}{RT^2}$$

În intervale restrînse de temperaturi, variația cu temperatura a căldurii latente de vaporizare se poate exprima sub forma:

$$r=a-b\cdot T$$

și, deci, se obține relația semiempirică a lui Dupré:

$$\ln p=\alpha-\frac{\beta}{T}-\gamma \lg T.$$

Această relație este aplicabilă pentru apă la temperaturi foarte scăzute, sau în cazul metalelor la o suprapresiune $p\ll 1$ mm Hg. Valorile constantelor α, β și γ se determină cunoscînd prin măsurare trei perechi de valori p și T.

b) La întocmirea tabelelor de abur (cunoscute sub numele de tabelele de abur ale lui Vukalovici), Biroul Național de Standarde (NBS) din SUA utilizează pentru calculul presiunii de saturație la diferite temperaturi relațiile:

— între 0°C și 95°C — relația empirică a lui Jerry:

$$\lg p=0{,}0141966-3{,}142305\left[\frac{10^3}{T}-\frac{10^3}{373{,}15}\right]+$$

$$+8{,}2\lg\left(\frac{373{,}15}{T}\right)-0{,}0024804(373{,}15-T);$$

— între 95°C și 374,15°C — relația Osborne și Mayers:

$$\lg p=A+\frac{B}{T}+\frac{Cx}{T}(10^{Dx^2}-1)+E(10^{Fy^{3/4}}),$$

în care:

$A=5{,}4408480$; $X=T^2-293\,700$; $B=-2\,005{,}1$

$C=1{,}3869\cdot 10^{-4}$; $D=1{,}1965\cdot 10^{-11}$; $y=374{,}15-t$;

$E=-0{,}0044$; $F=-0{,}0057148$

TERMISTOR. Categorie de rezistoare care au o variație mare a rezistenței în funcție de temperatura corpului lor. Încălzirea se poate datora fie temperaturii mediului ambiant, fie puterii disipate prin trecerea unui curent electric. Tehnologia de fabricație este asemănătoare cu cea a ceramicii. Pulberea semiconductoare, pe bază de oxizi de fier, crom, mangan, cobalt sau nichel, amestecată cu un liant este presată și apoi extrudată sub formă de discuri sau bare. Acestea sinterizează la peste 1 000°C. Pe suprafețele laterale se dispune argint și, apoi, cu cositor se sudează terminalele.

Parametrii **t.** sînt:

— Rezistența nominală, care reprezintă rezistența măsurată la temperatura de 25°C și disipație nulă (10...500 Ω);

— Coeficientul de temperatură, definit de raportul (la o temperatură specifică T) între variaţia rezistenţei cu temperatura şi rezistenţa la disipaţie nulă:

$$\alpha_T = \frac{1}{R} \cdot \frac{\Delta R}{\Delta T},$$

care arată cu cît variază procentual rezistenţa pentru o variaţie a temperaturii de 1°C. T. fabricate în România au un coeficient de temperatură cuprins între 3 şi 6%/°C.

— Puterea maximă disipată, puterea pe care o poate disipa în regim permanent un t. plasat în aer la 25°C şi adus la temperatura sa maximă de utilizare prescrisă (85°C). Pentru t. de uz general aceasta este 0,6—1 W.

— Raportul rezistenţelor, care este raportul între rezistenţa măsurată la 25°C şi aceea măsurată la 85°C, la disipaţie nulă şi se notează R 25/R 85.

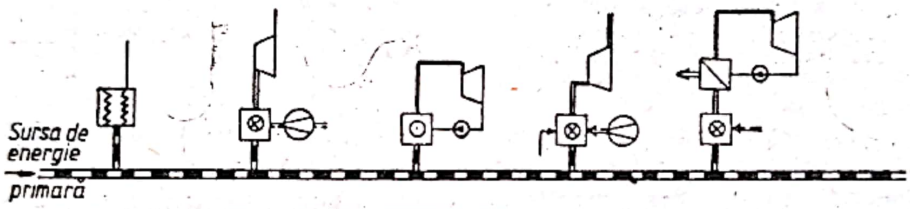
— Constanta de timp termică (τ), care reprezintă timpul necesar unui termistor pentru ca temperatura sa să ajungă la 63,2% din temperatura sa finală, atunci cînd este supus unei variaţii bruşte de temperatură în condiţii de disipaţie nulă. Valorile sînt cuprinse între 40 şi 220 secunde.

Din punct de vedere al coeficientului de temperatură, există următoarele categorii de t.:

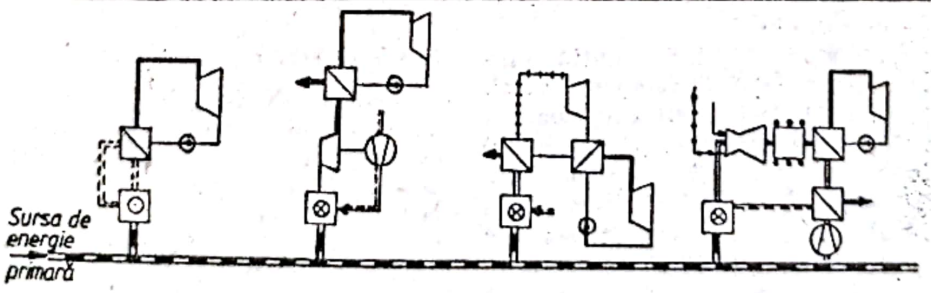
— t. cu coeficient negativ de temperatură (NTC), la care rezistenţa scade cu creşterea temperaturii; au cea mai largă utilizare în măsurarea temperaturii fluidelor şi solidelor;

— t. cu coeficient pozitiv de temperatură (PTC), la care rezistenţa creşte o dată cu creşterea temperaturii. Acest tip are o arie de utilizare redusă, cazul tipic fiind folosirea lor în circuitul de demagnetizare automată a părţilor metalice aferente tuburilor cinescop color.

TERMOCENTRALĂ. (Sin.: **Centrală termoelectrică** (CTE); **Centrală nucleară electrică** (CNE). Complex de construcţii şi instalaţii (mecanice şi electrice), în care energia chimică conţinută în combustibilii fosili solizi, lichizi sau gazoşi sau energia nucleară obţinută prin reacţia de fisiune sînt transformate în energie



1	2	3	4	5
Transformarea directă a energiei Pile de combustie	Cicluri cu un singur fluid în circuit deschis	Cicluri cu un singur fluid în circuit închis	Cicluri cu două fluide de lucru în amestec în circuit deschis	Cicluri cu două fluide de lucru cu combustibil clasic
$\eta = 0,5-0,6$	$\eta_{TG} = 0,19-0,31$ $\eta_D = 0,35-0,42$	$\eta = 0,32-0,34$	$\eta = 0,27$	$\eta_{CTE} = 0,39-0,42$ $\eta_{TG} = 0,29$
$P < 100$ kW	$P_{TG} < 100$ MW $P_D < 30$ MW	$P = 1200$ MW	$P = 200$ MW	$P_{CTE} = 1300$ MW $P_{TG} = 25-300-600$ MW



6	7	8	9
Centrale nuclear-electrice cu circuit dublu	Cicluri combinate abur-gaze	Cicluri combinate în două fluide ambele cu fază vapori şi lichid	Ciclu combinat MHD - abur apă
$\eta = 0,32-0,34$	$\eta = 0,45-0,46$	$\eta = 0,50$ (Hg)	$\eta = 0,48-0,52$
$P = 1300$ MW	$P = 450$ MW	P(freon) $= 2000$ MW	$P > 500$ MW

Fig. T.6. Procedeele de producere a energiei electrice din surse termice.

Scanned with OKEN Scanner

electrică sau, combinat, în energie electrică și căldură. T. actuale folosesc sisteme de transformare a energiei chimice a combustibililor sau a energiei nucleare de fisiune în căldură, apoi în energie mecanică și, pentru transport, în energie electrică. Etapa intermediară a lanțului de transformări, energia mecanică, necesită ca în t. să existe mașini termice în mișcare și folosirea unuia sau mai multor fluide purtătoare de căldură în cicluri termice. În figura T.6 se prezintă principalele sisteme de producere a energiei electrice din surse termice; procedeele 2-9 se realizează în t. de diverse tipuri. Aceste sisteme se caracterizează astfel:

Cicluri cu un singur fluid în circuit deschis. Sînt cicluri la care gazele de ardere, rezultat al unei arderi sub presiune, constituie fluidul de lucru al ciclului. Caracteristicile acestor cicluri folosite în centralele electrice sînt următoarele: gazele de ardere nu trebuie să aibă efecte corosive asupra mașinii, deci este necesar să se folosească în exclusivitate combustibili superiori (lichizi sau gazoși); instalația nu necesită suprafețe mari de schimb de căldură, are o inerție termică mică și, în consecință, poate demara și se poate opri în timp scurt. Din această categorie fac parte turbina cu gaze în circuit deschis și motoarele cu ardere internă.

Cicluri cu un singur fluid în circuit închis. În această categorie se înscriu centralele electrice nucleare cu circuit direct, în care căldura este preluată din zona activă a reactorului nuclear de către unicul fluid de lucru care se destinde în turbină. După fluidul de lucru pot fi: centrale cu turbine cu abur, cu reactor cu apă în fierbere (apă ușoară sau apă grea); centrale cu turbine cu gaze, în care reactorul este răcit cu gaze inerte (He) sau CO_2.

Instalații cu două fluide de lucru în amestec sînt reprezentate de turbinele cu gaze în circuit deschis cu injecție de apă sau abur în fluxul de gaze, după arzător, ceea ce permite mărirea puterii pînă la 200 MW.

Centrale cu două fluide de lucru în circuit închis sînt reprezentate de:

a) CTE cu combustibil clasic, acestea constituind tipul de instalație energetică curentă. Căldura dezvoltată prin arderea unui combustibil în focarul unui cazan este transmisă fluidului de lucru apă-abur, care circulă în circuit închis. Puterea unitară maximă este în prezent de 1300 MW. Prognoza tehnologică apreciază drept posibilă construcția unui grup cu puterea de 3 000 MW în anul 1990, cu turația de 1 500 rot/min. Cu toată creșterea puterilor unitare, randamentul termic al CTE cu abur rămîne plafonat la valoarea de 0,42 datorită temperaturii inițiale scăzute a ciclului termic la 540—570°C.

b) Instalații cu turbine cu gaze în circuit închis; în acest caz, fluidul de lucru, un gaz perfect, parcurge în circuit închis ciclul termic fără a schimba starea de agregare. Căldura este primită de la un generator de aer cald în care poate fi folosit orice tip de combustibil.

c) Centrale nucleare electrice cu abur cu circuit dublu; folosirea instalațiilor cu două circuite a fost adoptată la centralele nucleare electrice din motive de protecție împotriva radiațiilor. Circuitul primar, parcurs de apă ușoară, apă grea sau gaze, extrage căldura produsă în reactor și o cedează în generatoare de abur circuitului secundar apă-abur. În cazul reactoarelor răcite cu apă, limitările de temperatură din circuitul primar plafonează randamentul termic la maxim 0,34. Puterea electrică maximă realizabilă la instalațiile cu circuit dublu cu reactoare răcite cu apă este de 1 200 MW, în turbine cu turația de 1 500 rot/min.

Cicluri combinate abur-gaze. Combinarea unui ciclu închis cu abur cu un ciclu cu turbină cu gaze în circuit deschis permite mărirea randamentului termic de ansamblu pînă la 0,45—0,46, cu puteri unitare pînă la 450 MW.

Cicluri combinate cu două fluide cu faze vapori-lichid

a) Ciclul suprapus cu vapori de mercur, ciclul de bază apă-abur. Suprapunerea ciclului cu vapori saturați de mercur ridică temperatura medie a sursei calde și prin aceasta majorează randamentul termic pînă la 0,50. Acest mod de combinare a ciclurilor nu s-a aplicat industrial din cauza complicațiilor de execuție și exploatare.

b) Ciclul suprapus cu partea de înaltă presiune apă-abur și partea de joasă presiune amoniac sau freon. Această variantă de combinare urmărește creșterea puterii unitare pînă la 2 000 MW.

Ciclul combinat magneto-hidrodinamic și abur-apă. Fenomenul magneto-hidrodinamic (MHD) permite producerea directă a energiei electrice din căldură ca urmare a aplicării legii lui Faraday la curgerea unui fluid ionizat sub formă de plasmă printr-un cîmp magnetic perpendicular pe direcția curgerii. Plasma este obținută prin arderea combustibilului într-un focar sub presiune în care se introduce aer comprimat puternic preîncălzit, eventual cu adaos de O_2, realizîndu-se o temperatură a gazelor de ardere de 2 600 — 3 000 K. Pentru o ionizare mai intensă se poate adăuga gazelor un metal cu punct coborît de vaporizare, denumit fertilizator, în mod obișnuit, cesiul sau potasiul. Gazele ionizate se destind într-un ajutaj pînă la viteze de ordinul a 1 000 m/s și traversează apoi canalul MHD, constituit din elemente alternate izolante și conductoare electric și

Scanned with OKEN Scanner

supus unui cîmp magnetic cît mai intens. Se preconizează folosirea supraconductibilităţii metalelor, deci a unor temperaturi a conductoarelor bobinelor apropiate de 0 K. Ciclul MHD poate fi aplicat numai pentru debite mari de fluid, la care efectul căderii temperarurii datorită pierderilor de căldură prin pereţi este neînsemnat. Se prevede că o asemenea instalaţie poate funcţiona raţional pentru puteri de peste 500 MW, realizările de astăzi pe staţii pilot atingînd puteri de 200 MW. Instalaţia MHD nu poate folosi decît combustibili superiori lipsiţi de cenuşa abrazivă şi activă chimic. Gazele fierbinţi, părăsind preîncălzitorul de aer al instalaţiei MHD, formează în continuare sursa caldă a unui ciclu cu abur. Randamentul termic total poate atinge valori de 0,48—0,52.

CTE cu abur. *Circuitele într-o CTE cu abur.* Schema instalaţiilor dintr-o CTE este prezentată în figura T.7.

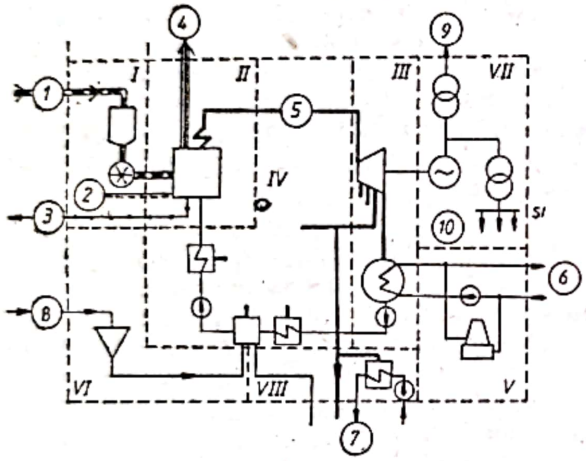


Fig. T.7. Circuitele într-o centrală termoelectrică cu abur.

1. Circuitul de combustibil. Mărimea fluxului de material este în funcţie de puterea centralei şi de calitatea combustibilului. De exemplu, pentru o CTE de 800 MW, cu un coeficient de utilizare zilnică $k_{u,zi}=20$ h/24 h şi un consum specific de lignit de 1,4 kg/kWh, consumul zilnic este $B_{zi}=800\cdot1{,}4\cdot24\cdot(20/24)=22\,400$ t. Rezultă astfel amploarea problemelor de transport şi ponderea instalaţiilor pentru manipularea şi stocarea combustibilului, care constituie unul din factorii determinanţi în alegerea amplasamentului CTE.

2. Circuitul de aer necesar arderii. Aerul este preluat din mediul ambiant şi nu ridică probleme deosebite.

3. Circuitul de gaze de ardere. Evacuarea gazelor în mediul înconjurător ridică probleme datorită nocivităţii emise sub formă de SO_2 şi cenuşă. Întrucît normele sanitare limitează concentraţia de SO_2 în Romania la valoarea de 0,25 mg/m³, valoare medie zilnică şi 0,75 mg/m³, valoare momentană pentru o măsurătoare de 30 minute, iar pentru cenuşă o depunere maximă de 200 g/m²·an, se impune folosirea unor instalaţii speciale pentru reţinerea nocivităţilor (construirea de coşuri înalte de fum). Evacuarea gazelor poate constitui o restricţie privind amplasarea şi puterea maximă a unei CTE). De exemplu, pentru coşurile de gaze cu înălţimea de 250 m, puterea maximă a unei CTE care foloseşte cărbune bogat în sulf este de circa 2 000 MW.

4. Circuitul de evacuare a deşeurilor solide provenite din exploatarea CTE. În principal, acestea sînt zgura şi cenuşa, a căror cantitate este proporţională cu cantitatea de cărbune folosit. Volumul mare de zgură şi cenuşă, care în exemplul anterior ar atinge valori de ordinul $1{,}5\cdot10^6$ m³/an, ridică problema suprafeţei de depozitare a lor pe toată durata de funcţionare a instalaţiilor (100—200 ha).

5. Circuitul fluidului de lucru apă-abur. Acest circuit este caracterizat de variaţiile mari ale volumului specific pe traseul aburului. Aburul supraîncălzit ieşit din cazan la presiunea p_1 şi temperatura t_1, se destinde în turbină pînă la presiunea de condensare p_2. Debitul volumetric de abur la ieşirea din turbină atinge valoarea maximă care limitează puterea agregatului. Astfel, pe un traseu desfăşurat de circa 1 500 m al apei-aburului, volumul specific minim este de circa 0,002 m³/kWh (la preîncălzitoarele de joasă presiune), iar volumul specific maxim este de circa 10 m³/kWh la ieşirea din turbină.

6. Circuitul de apă de răcire. Este caracterizat prin debitele mari de apă, şi anume de circa 3—4 m³/s pentru o putere de 100 MW. La nivelul de putere al CTE care se construiesc în prezent în ţara noastră, debitele de apă de răcire nu pot fi asigurate decît de cursurile mari de apă: Dunărea, Siretul inferior, Mureşul inferior sau Oltul inferior. În lipsa debitului de apă de răcire suficient, se recurge la circuitul închis, cu răcirea apei în instalaţii de răcire (turnuri de răcire).

7. Circuitul de transport de căldură către consumatorii externi. Este materializat prin reţele de conducte de abur sau de apă fierbinte către consumatorii de căldură şi a unor conducte de condensat prin care agentul termic se întoarce de la consumatori.

8. Circuitul de apă de adaos. Debitul de apă de adaos depinde de tipul CTE. La CTE de pură condensaţie acest debit reprezintă 1,5—3% din debitul principal, iar la centralele de termoficare, valori de ordinul 30—40% din debitul de abur produs de cazane.

Scanned with OKEN Scanner

9. Circuitul electric al centralei. Este unul din elementele care determină locul de amplasare a CTE, influențînd parametrii liniilor electrice de transport.

10. Circuitul de alimentare cu energie a serviciilor interne deservește toți consumatorii interni ai t. și variază între 5 și 18% din energia produsă.

Instalațiile anexe ale unui CTE sînt: instalațiile pentru manipularea combustibilului și evacuarea zgurii și cenușii; instalațiile de deservire a cazanului; instalațiile de deservire a sistemului de condensare și de răcire; instalațiile pentru tratarea apei.

Fixarea amplasamentului CTE. Amplasarea unui CTE se poate face în una din următoarele situații (Fig. T.8): I — la

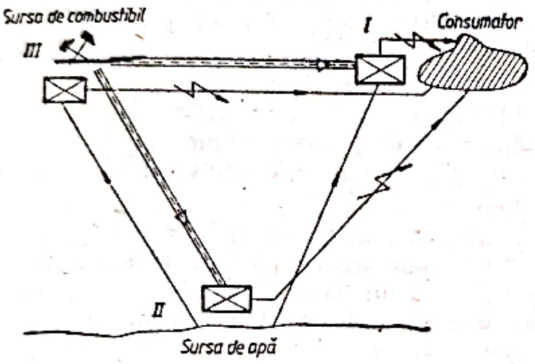


Fig. T.8. Posibilități de amplasare ale centralelor termoelectrice.

consumator, II — la sursa de răcire, III — la sursa de combustibil (gura minei).

Amplasarea CTE la consumator necesită asigurarea transportului combustibilului și a apei de răcire. Tipul de CTE amplasate la consumator se întîlnește în următoarele cazuri:

a) Centralele de termoficare care trebuiesc plasate neapărat în vecinătatea consumatorilor de căldură. Distanțele limită de transport al căldurii este de 5—6 km pentru abur, 10—12 km pentru apă fierbinte;

b) Centrale de rezervă și siguranță, plasate la consumator pentru a reduce riscul întreruperilor de alimentare cu energie electrică de la rețeaua națională.

Amplasarea CTE la sursa de apă presupune transport de combustibil și de energie electrică. Soluția este întîlnită îndeosebi în cazurile cînd combustibilul este transportat pe apă.

Amplasarea CTE la sursa de combustibil este caracteristică folosirii combustibililor inferiori, neeconomici la transport. Arderea combustibilului la locul de extracție permite redepozitarea zgurii și cenușii în mină. Majoritatea centralelor electrice folosind lignit sînt plasate astăzi la gura minei.

Ciclul și circuitul termic al CTE. Funcționarea CTE se bazează pe ciclul Rankine, reprezentat în figura T.9, fluidul de

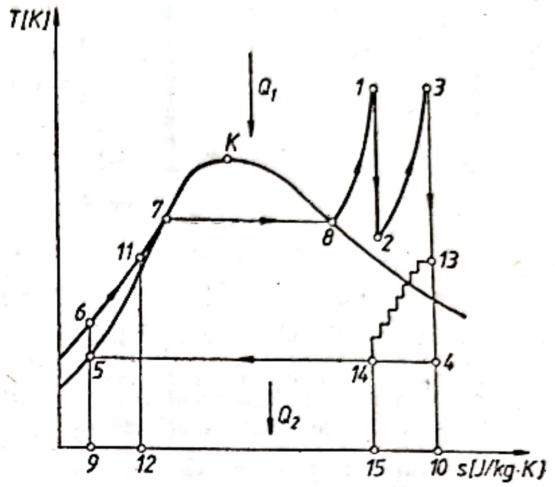


Fig. T.9. Ciclul Rankine teoretic al unei centrale termoelectrice cu abur cu condensație, cu supraîncălzire intermediară și preîncălzire regenerativă a apei de alimentare.

lucru fiind apa-aburul. Succesiunea transformărilor este următoarea: *1-2* — destinderea aburului în corpul de înaltă presiune al turbinei; *2-3* — supraîncălzirea aburului în supraîncălzitorul intermediar al cazanului de abur; *3-4* — destinderea aburului în corpul de medie și joasă presiune al turbinei; *4-5* — condensarea aburului în condensator; *5-6* — creșterea de presiune a apei în pompa de alimentare; *6-11* — încălzirea apei în circuitul de preîncălzire regenerativă; *11-7*, *7-8*, *8-1* — încălzirea apei, vaporizarea apei, respectiv, supraîncălzirea aburului în cazanul de abur.

Circuitul termic care realizează ciclul Rankine din figura T.9 este format din ansamblul instalațiilor parcurse de fluidul de lucru conform figurii T.10. Schema mai cuprinde instalația de vid *9*, dacă aceasta este alimentată cu abur. În mod teoretic, circuitul termic al unei CTE cu condensație este etanș. În practică, o cotă redusă, de 1,5—3% din debitul fluidului de lucru, este pierdută sau evacuată și înlocuită cu un debit corespunzător de apa de adaos. Cu notațiile din figurile T.9, și T.10, cantitatea de căldură corespunzătoare sursei calde Q_1 (suprafața 9, 6, 7, 8, 1, 2, 3, 10, 9) este introdusă în circuitul termic în cazan. Cantitatea de căldură Q_2 evacuată din ciclu către sursa rece este transmisă în condensator apei de răcire.

Randamentul energetic total al CTE este $\eta_{tot}=E_L/Q_1$, unde E_L este energia electrică

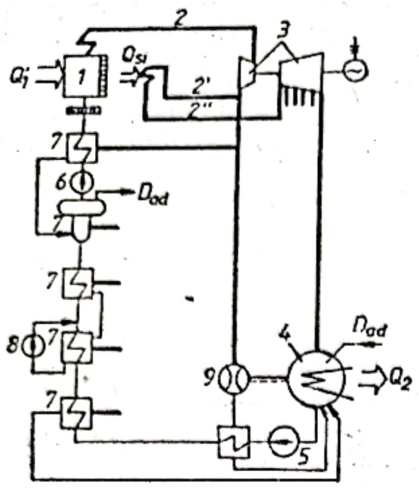


Fig. T.10. Circuitul termic al unui grup turbogenerator cu supraîncălzire intermediară și preîncălzire a apei de alimentare:

1 — cazan de abur; *2*, *2'*, *2''* — conducte de abur de legătură cazan—turbină; *3* — turbină cu abur; *4* — condensator; *5* — pompă de condensat; *6* — pompă de alimentare; *7* — preîncălzitoare de apă de alimentare; *8* — pompă de condensat secundar; *9* — ejector (instalația de vid).

livrată, iar Q_1 — căldura introdusă cu combustibilul.

Expresia randamentului termic fiind $\eta_t = 1-(Q_2/Q_1)$, metodele pentru îmbunătățirea lui η_t urmăresc fie majorarea cantității de căldură Q_1 intrată în circuit, fie reducerea cantității de căldură Q_2 evacuată la condensator. Căile de mărire a randamentului termic sînt prezentate în tabelul T.1.

În figura T.11 se prezintă schema circuitului termic al unui grup turbogenerator de 330 MW, cu parametrii inițiali $p_1=180$ bar; $t_1=540/540$°C, cu opt trepte de preîncălzire regenerativă, din care trei preîncălzitoare de înaltă presiune (PIP) și cinci preîncălzitoare de joasă presiune (PJP), unul fiind degazorul. Figura T.12 arată destinderea aburului în turbină reprezentată în diagrama *t-s*. Corespunzător puterii nominale debitul de abur al cazanului este $D_{caz}=930$ t/h, debitul de abur la condensator $D_{cond}=632$ t/h, consumul specific de abur $d=3{,}1$ kg/kWh, consumul specific de căldură la borne $q_b=2{,}34$ kJ/kJ, randamentul general al CTE $\eta_{tot}=37{,}65$ %.

CTE cu cicluri binare folosesc două fluide de lucru, dintre care unul funcționează în domeniul temperaturilor înalte, iar al doilea în domeniul temperaturilor coborîte, vaporizîndu-se prin condensarea primului. Folosirea ciclurilor binare poate avea două scopuri:

a) mărirea randamentului prin apropierea diagramei combinației de cicluri de forma ciclului ideal Carnot;

b) mărirea puterii unitare prin folosirea în domeniul de joasă presiune a unui fluid cu volum specific mai mic decît cel al vaporilor de apă.

Pentru a realiza un ciclu binar suprapus, fluidul primar trebuie să îndeplinească următoarele condiții: să aibă căldură specifică și căldură latentă de vaporizare ridicate, presiunea de saturație să fie cît mai diferită de presiunea de saturație a apei, să fie compatibil cu materialele cu care vine în contact în instalație, să aibă stabilitate termică și chimică, să nu fie inflamabil și toxic, să fie ieftin. Dintre mai multe fluide cercetate în această direcție, au fost încercate tehnic mercurul, amoniacul și unele fluide organice (difenilul și freonul).

Ciclurile binare folosesc pentru mărirea randamentului drept fluid suprapus ciclului cu

Tabelul T.1

Metodele posibile de mărire a randamentului ciclului termic al centralelor termoelectrice

a) Metode care influențează în principal mărirea lui Q_1	1 — ridicarea parametrilor inițiali ai aburului 2 — supraîncălzirea intermediară 3 — ciclul de abur suprapus 4 — ciclul binar (cu două fluide)
b) Metode care acționează prin micșorarea lui Q_2	5 — reducerea presiunii la condensator 6 — preîncălzirea apei de alimentare 7 — termoficarea

Scanned with OKEN Scanner

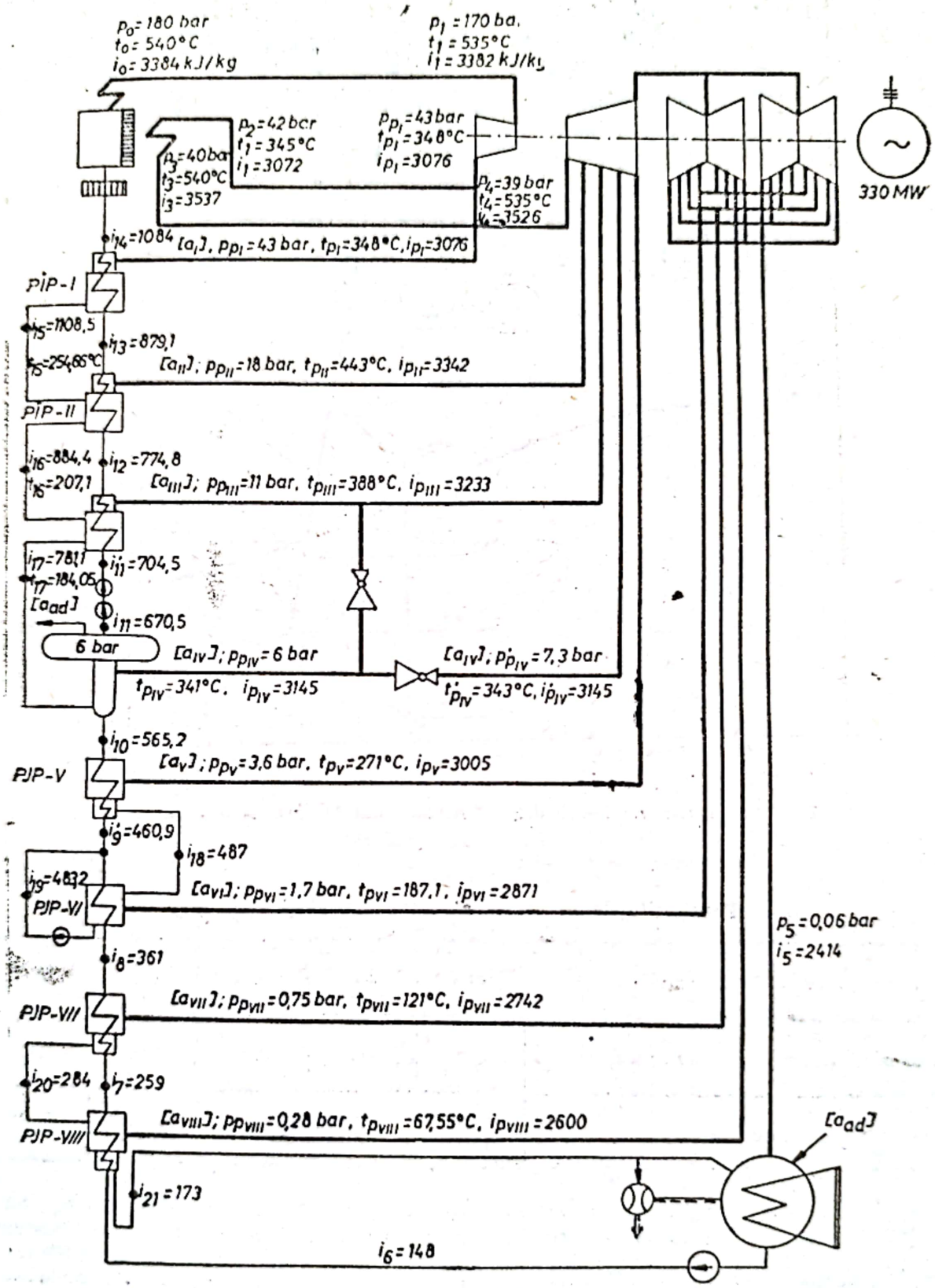


Fig. T.11. Schema termică a unui grup turbogenerator cu puterea de 330 MW.

Scanned with OKEN Scanner

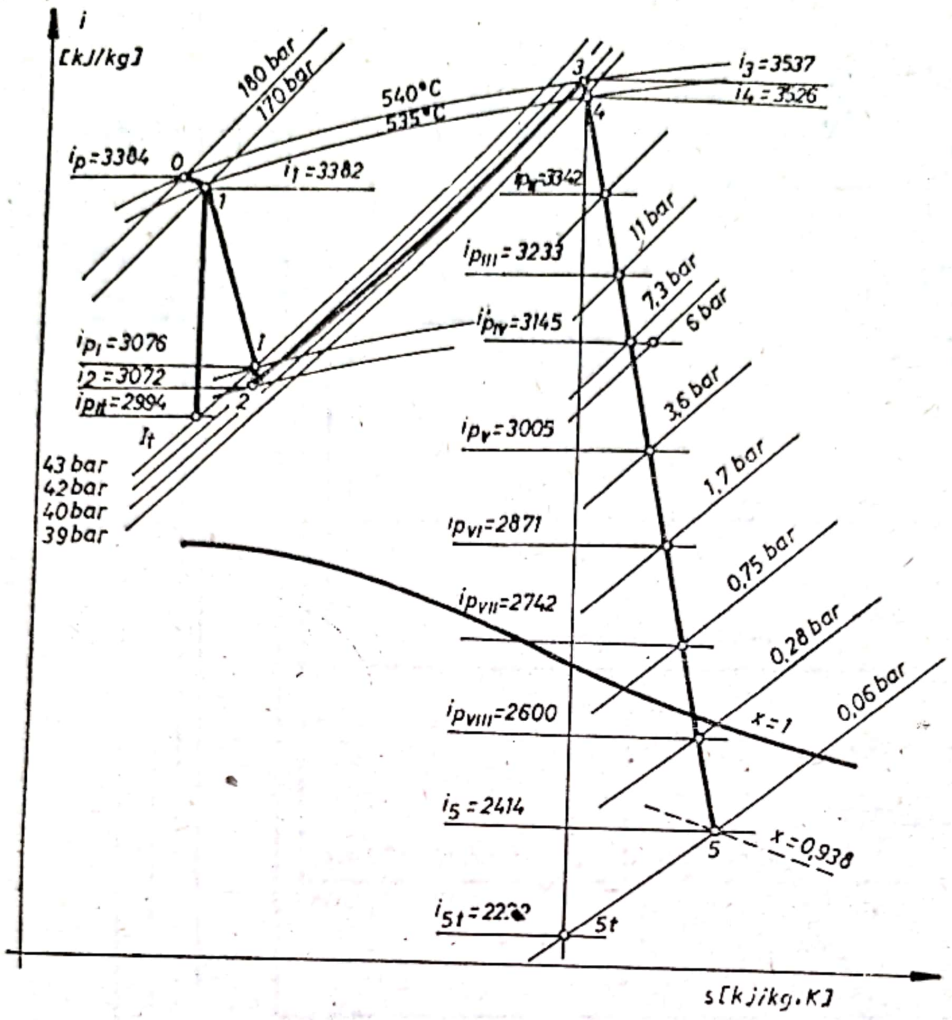


Fig. T.12. Diagrama *i—s* a destinderii aburului în turbina din fig. 6.

Tabelul T.2

Presiunile de saturație ale mercurului și apei

Temperatura de saturație [K]	391,5	448	523,6	628	789
Presiunea de saturație a mercurului [bar]	0,001	0,01	0,1	1	10
Presiunea de saturație a apei [bar]	1,93	9,10	40,3	179,3	supra-critic

abur mercurul sau difenilul. Mercurul are presiunea de vaporizare scăzută comparativ cu a apei (Tabelul T.2), dar are căldură specifică și căldură latentă de vaporizare coborite, rezultînd debite de mercur mai mari decît ale apei. Ciclul cu mercur funcționează în domeniul saturat, așa cum se poate vedea din schema și diagrama din figura T.13. La funcționarea cuplată a ciclurilor există corespondența 12 kg mercur/kg apă. Ciclul suprapus (cu mercur) se apropie de ciclul Carnot lucrînd între temperaturile T_1 și T_2, ceea ce mărește randamentul total al instalației.

Ciclurile binare pentru mărirea puterii au rezultat din necesitatea găsirii unor soluții tehnice corespunzătoare pentru agregatele de

Scanned with OKEN Scanner

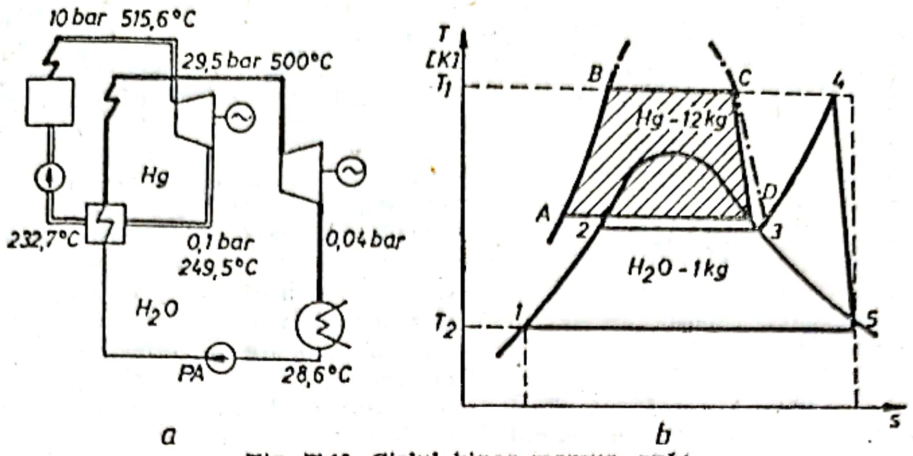


Fig. T.13. Ciclul binar mercur—apă:
a — schema ciclului; *b* — diagrama *T—s*: *1, 2, 3, 4, 5* — ciclul apă—abur; *ABCD* — ciclul de mercur cu vapori saturați.

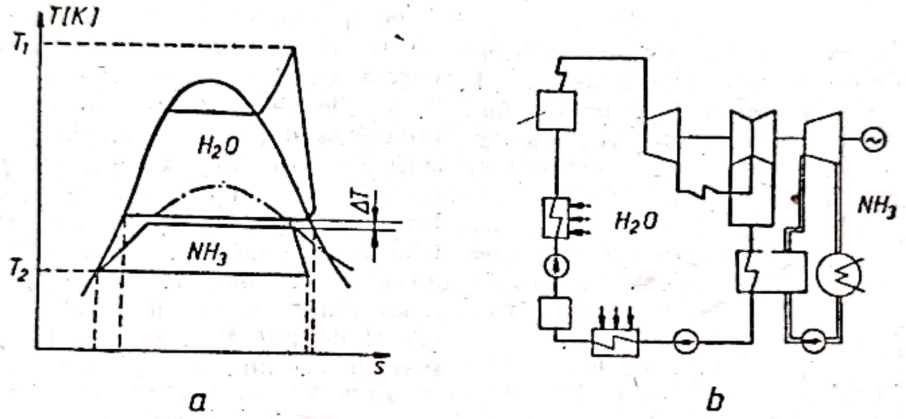


Fig. T.14. Ciclul binar apă—amoniac:
a — diagrama *T—s* a ciclului; *b* — schema instalației.

foarte mare putere; aplicarea de cicluri binare cu fluide care au volum specific mai redus decît al vaporilor de apă permite reducerea dimensiunilor părții de joasă presiune a turbinei sau dimensiunile cazanului și ale conductelor de legătură. Ciclul cu apă este ciclul superior, iar ciclul cu al doilea fluid, respectiv, amoniac (NH_3), freon-21 (diclor fluormetan) sau bioxid de carbon (CO_2) este ciclul inferior. Un exemplu este arătat în figura T.14, în care partea de joasă presiune este înlocuită cu un ciclu de joasă presiune cu amoniac, iar vaporizatorul acestui ciclu constituie condensatorul turbinei cu vapori de apă, care lucrează la presiune supraatmosferică.

N o x e l e p r o d u s e d e C T E ș i r e d u c e r e a l o r. CTE produc în mediul înconjurător două emisiuni nocive: cenușa zburătoare și bioxidul de sulf. Ambele noxe sînt dependente de felul combustibilului și de conținutul de sulf. Normele sanitare din România prevăd următoarele limitări pentru puritatea atmosferică: pentru depunerile de cenușă pe sol maximum 200 g/m^2·an; pentru concentrația de SO_2 în aer la nivelul solului maximum 0,75 mg/m^3, determinată printr-o măsurătoare de 30 min; media zilnică 0,25 mg/m^3. În calcule nocivitatea totală se obține prin cumularea concentrației de noxe date de centrală cu nocivitatea medie de bază a regiunii cauzată de alte industrii. Pentru nocivitatea maximă, la CTE cu condensație se are în vedere consumul de combustibil la sarcina electrică maximă, în condițiile de temperatură maximă pentru apa de răcire și pentru cea mai ridicată temperatură exterioară probabilă.

Dacă consumul orar de combustibil este B_h, iar cota parte de cenușă este a (din cantitatea de cenușă intrată în focarul cazanelor de abur cu combustibilul), o parte xaB_h se depune sub formă de zgură la baza focarului, o parte $y(1-x)aB_h$ poate fi reținută prin instalațiile de filtrare a gazelor, iar cota $(1-y)(1-x)aB_h$ este eliminată orar în atmos-

Scanned with OKEN Scanner

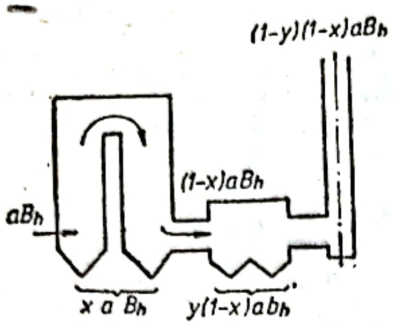


Fig. T.15. Bilanțul cenușii în instalația de cazan.

feră, după cum rezultă și din figura T.15. Cota de zgură x evacuată din cazan depinde de tipul focarului și de granulația combustibilului și are valorile: $x=0,7$ la focare cu grătare și cărbune bulgări; $x=0,3$ la arderea cărbunelui pulverizat; $x=0,5$ la arderea cărbunelui în focare ciclon cu evacuarea topită a zgurii.

Depunerea cenușii la sol este dependentă de cantitatea de cenușă eliminată și de modul în care are loc răspîndirea ei după ieșirea din coș. Cu notațiile din figura T.16, coloana de

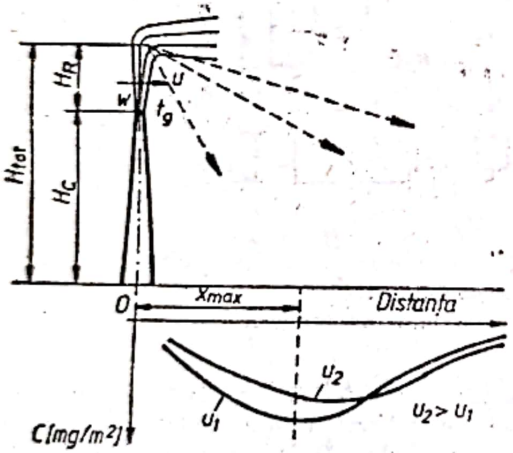


Fig. T.16. Depunerea pe sol a cenușii emise pe coș:
w — viteza de evacuare a gazelor; u — viteza vîntului; t_g — temperatura gazelor.

gaze ce părăsește coșul cu înălțimea H_c se ridică în continuare cu înălțimea de ridicare H_R și apoi este dispersată în atmosferă de curenții de aer. Înălțimea de ridicare H_R este dependentă de diferența între densitatea gazelor și densitatea aerului înconjurător, starea atmosferică, diametrul coloanei de gaze, energia cinetică a gazelor (viteza de ieșire din cos w) și viteza vîntului u. Înălțimea H_R este calculată cu formule empirice. Din punctul cu înălțimea totală H_{tot} particulele de cenușă purtate de curentul de aer cad spre sol cu viteza de cădere a corpurilor în medii vîscoase. Concentrațiile de cenușă cele mai mari se vor realiza pe direcția vîntului, la distanțe depinzînd de viteza vîntului și de granulometria pulberii. Graficul depunerii de cenușă din figura T.16 este întocmit pentru două viteze ale vîntului. Rezultă, deci, că și raza critică la care are loc depunerea momentană maximă se schimbă cu direcția vîntului. Din experiența noilor blocuri de mare putere rezultă că la CTE prevăzute cu electrofiltre cu grad avansat de reținere, depunerea de cenușă nu mai constituie elementul critic al nocivităților. Pentru dimensionarea înălțimii coșului de fum criteriul de dimensionare îl formează calculul pentru dispersia bioxidului de sulf.

Sulful conținut în combustibil trece prin oxidare în SO_2; o parte din cantitatea de sulf reacționează chimic cu compușii din cenușă, în special, cu oxidul de calciu și rămîne legată în zgură și cenușă. Cota parte din sulful rămas în cenușă depinde de compoziția chimică a acesteia, de temperatura și viteza arderii și de eventualele condiții catalitice favorabile din focar. Ea este maximă la focarele cu evacuarea zgurii în stare lichidă.

Gazele eliminate pe coș se răspîndesc în atmosferă după legile difuziei gazelor și sub acțiunea curenților de aer, cu precădere pe direcția vîntului dominant. Curba de concentrație de SO_2 în funcție de distanță are o distribuție asemănătoare cu curba de distribuție a cenușii din figura T.16. Concentrația maximă momentană (probă cu durata de 3 min) de bioxid de sulf C_{max} are loc la distanța x_{max} și se deduce din:

$$C_{max}=\frac{235M}{uH_{tot}^2}\cdot\frac{C_z}{C_y}\ [\text{mg/m}^3];\ x_{max}=$$

$$=\left(\frac{H_{tot}}{C_z}\right)^{2/(2-n)}\ [\text{m}],$$

unde M este cantitatea de substanțe evacuate [g/s]; u — viteza vîntului la înălțimea de evacuare a gazelor [m/s]; H_{tot} — înălțimea totală de ridicare a gazelor [m]; C_z, C_y — coeficienții de difuzie verticală și orizontală, care în primă aproximație pot fi considerați $C_z=C_y=0,5$; n — indicele de turbulență a atmosferei, variabil între $n=0,2$ la atmosferă instabilă și $n=0,5$ la inversiune puternică. În mod obișnuit, se poate aprecia că x_{max} are loc la o distanță egală cu $20H_{tot}$ față de baza coșului, adică practic la 5—15 km. Situația cea mai grea apare la temperatura maximă exterioară a aerului, deoarece atunci forța ascensională a gazelor este cea mai redusă.

Reducerea poluării atmosferei cu SO_2 se poate realiza aplicînd următoarele categorii de măsuri:

a) Mărirea înălțimii totale de ridicare a gazelor prin:

Scanned with OKEN Scanner

— construcția unui coș de înălțime mai mare; în momentul actual, se execută în mod obișnuit coșuri de fum cu înălțimi de 220—250 m, iar în mod excepțional 365 m;

— evacuarea gazelor la o temperatură mai ridicată, pentru a mări forța ascensională, obținînd o înălțime de ridicare mai mare;

— evacuarea gazelor din coș cu o viteză w mare, majorînd înălțimea de ridicare datorită efectului energiei cinetice, lucru care produce însă, un consum mai mare de putere al ventilatorului de gaze;

— concentrarea evacuării gazelor într-un număr cît mai redus de coșuri comune, dat fiind că prin mărirea diametrului coloanei de gaze se întîrzie destrămarea acesteia datorită turbulenței atmosferice;

b) Folosirea unui combustibil auxiliar cu sulf puțin, în perioadele de condiții atmosferice defavorabile; acest procedeu este eficient și simplu și se aplică tot mai mult pe plan mondial;

c) Desulfurarea combustibilului prin tratarea preliminară a acestuia, metodă aplicabilă la combustibilii gazoși bogați în sulf și la combustibilii lichizi; tratarea chimică a combustibilului necesită instalații complexe și mărește prețul energiei livrate;

d) Desulfurarea gazelor de ardere prin procedee industriale (legarea sulfului în compuși solizi în timpul arderii, reținerea sulfului pe cale umedă la ieșirea din cazan, folosirea unor materiale adsorbante solide etc.); aceste procedee sînt, însă, scumpe și ridică costul puterii instalate cu 5—14%.

Filtrele de cenușă folosite în CTE sînt de trei categorii, cu următoarele performanțe: filtre mecanice uscate, cu gradul de reținere $\eta=0{,}7\ldots0{,}8$; filtre mecanice umede, cu $\eta=0{,}9$; filtre electrostatice, cu $\eta=0{,}96\ldots0{,}995$.

Filtrele mecanice uscate se bazează pe separarea inerțială a particulelor de praf mai grele decît gazele, datorită unor schimbări de direcție sau a unei mișcări centrifuge (ciclonare). Particulele centrifugate sînt depuse pe pereții filtrului cilindric vertical și se adună la partea inferioară, în timp ce gazele părăsesc spațiul printr-un tub central. Reținerea particulelor este selectivă. Se reține cu precădere particulele grele și cu granulație mare; la diametre sub 5 μm, gradul de reținere este nesatisfăcător. Filtrele mecanice uscate opun curgerii gazelor o rezistență relativ mare, de 40—70 mm H_2O, dar au o exploatare deosebit de simplă.

Filtrele mecanice umede sînt puțin răspîndite la cazanele de abur din cauza rezistenței gazodinamice mari pe care o opun curgerii gazului și a consumului ridicat de apă. La aceste filtre, curentul de gaze traversează o perdea de apă pulverizată, care, umezind cenușa, crează centre de aglomerare a unor granule mari ce se reține ușor.

De maximă importanță, la instalațiile moderne sînt filtrele electrostatice, care, prin performanțele lor, permit menținerea emisiei de cenușă la coș în limite acceptabile, chiar la unitățile cele mai mari construite. Electrofiltrul funcționează pe principiul ionizării gazelor într-un cîmp electric, obținut prin aplicarea unei tensiuni continue de circa 30—70 kV între un sistem de electrozi. Filtrul se compune dintr-un număr de electrozi constituiți din fire subțiri, legați la polaritatea negativă (numiți electrozi de ionizare sau „corona") și un sistem de suprafețe metalice legate la pămînt, respectiv la polaritatea pozitivă, formînd electrozii de depunere a cenușii. Se folosesc practic numai filtre orizontale, care au eficiență mai bună, iar electrozii de ionizare au polaritate negativă, deoarece mobilitatea ionilor negativi este mai mare și efectul corona mai intens.

Particulele de cenușă din gaze se încarcă cu sarcini electrice și sînt supuse unor forțe în cîmpul electric care le deplasează cu viteza $w=0{,}3\ldots0{,}4$ m/s spre electrozii de depunere. Viteza w depinde de caracteristicile mecanice și electrice ale particulei și de intensitatea cîmpului. Viteza de deplasare a gazelor v_g rezultă din ecuația continuității aplicată la secțiunea de curgere și definește timpul de parcugere al gazelor $\tau=l/v_g$. Gradul de reținere al unui filtru este dat de expresia:

$$\eta=1-\exp\left(-\tau\frac{w}{b}\right)=1-\exp\left(-\frac{lw}{v_g b}\right),$$

unde l este lungimea parcursă de gaze în cîmpul electric al electrofiltrului, iar b — distanța între electrozi. Rezultă, deci, că este util ca lungimea filtrului să fie cît mai mare, viteza gazelor cît mai redusă, iar fenomenul corona împins pînă la limita permisă de distanța între electrozi. Reținerea cenușii în electrofiltre are un caracter selectiv. Gradul de reținere variază cu granulația, atingînd valorile cele mai ridicate la dimensiuni mult mai reduse ale prafului comparativ cu filtrele mecanice (Fig. T.17). Gradul de reținere depinde de

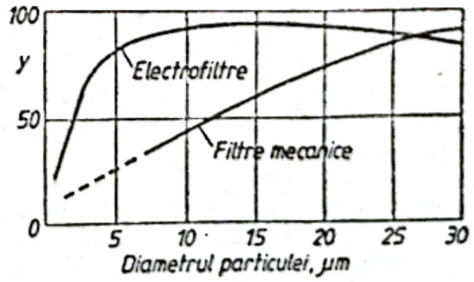


Fig. T.17. Gradul de reținere al filtrelor în funcție de granulație.

umiditatea şi de rezistenţa electrică a particulelor, deci de natura chimică a cenuşii. Curăţarea cenuşii depuse pe electrozii de depunere este făcută prin scuturare la intervale de timp cu ajutorul unor ciocane mecanice. În figura T.18

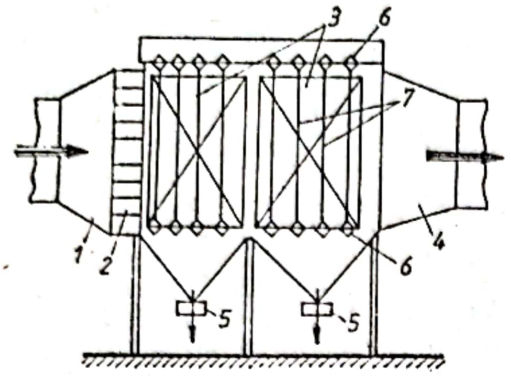


Fig. T.18. Secţiune printr-un electrofiltru orizontal:

1 — difuzor; *2* — dispozitive de liniştire; *3* — zona activă de depunere; *4* — racord pentru evacuarea gazelor; *5* — evacuarea cenuşii; *6* — suporturi izolatoare electrice; *7* — electrozi de ionizare.

se prezintă elementele unui electrofiltru orizontal. Rezistenţa gazodinamică opusă de electrofiltre în calea traseului de gaze este coborîtă (10—15 mm H_2O), ceea ce contribuie la reducerea puterii ventilatoarelor.

Evacuarea zgurii şi cenuşii la CTE. Zgura extrasă de sub focarul cazanului este răcită cu apă, concasată şi evacuată în stare umedă. La toate instalaţiile moderne, din cauza volumelor de transportat, nu se aplică decît transportul hidraulic. Cenuşa eliminată din gaze şi din filtrele de cenuşă poate fi extrasă pe cale hidraulică (umedă) sau pe cale uscată. În figura T.19 este arătată schema

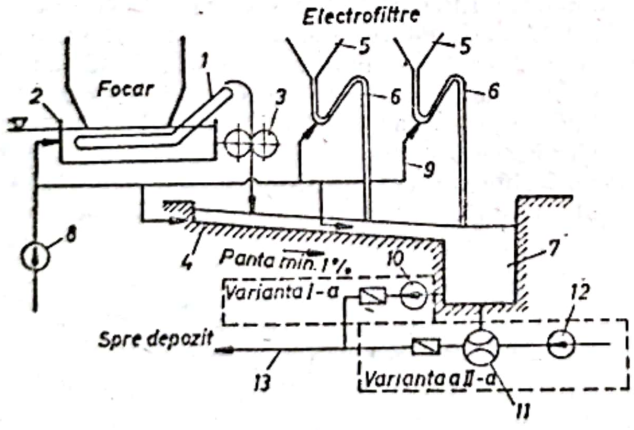


Fig. T.19. Schema de evacuare hidraulică a cenuşii:

1 — bandă rulantă pentru evacuarea zgurii din focar; *2* — bazin de răcire a zgurii; *3* — concasor; *4* — jgheab de transport; *5* — pîlniile de cenuşă ale filtrelor; *6* — zăvor hidraulic; *7* — bazin de cenuşă; *8* — pompă de apă de spălare; *9* — conductă de apă pentru spălarea cenuşii; *10* — pompă de noroi (Bagger); *11* — hidroejector; *12* — pompă de ejecţie; *13* — conductă de zgură şi cenuşă spre depozit.

unei instalaţii în care toată evacuarea se face hidraulic. Toate punctele de colectare a zgurii şi cenuşii sînt etanşate hidraulic, deoarece presiunea din interiorul traseului de gaze diferă de cea atmosferică. Cenuşa şi zgura sînt antrenate prin injecţia de apă, raportul dintre cantitatea de apă de spălare şi materialul antrenat fiind de 6:1 pînă la 10:1. Canalele de zgură şi cenuşă au pantă minimă de 1 % şi sînt căptuşite cu materiale rezistente la eroziune şi coroziune. De-a lungul acestor canale, se injectează continuu din loc în loc apă pentru antrenare. Din bazinul care colectează întreg noroiul, materialul este evacuat în continuare spre depozit fie cu ajutorul unor pompe speciale de noroi (pompe Bagger), fie cu ajutorul unor hidroejectoare. În acest ultim caz, este nevoie de o cantitate suplimentară de apă sub presiune, ceea ce măreşte raportul apă-cenuşă de la 16 : 1 pînă la 20 : 1. În funcţionare, acestea au o uzură rapidă a rotoarelor, avînd în vedere caracteristicile abrazive ale fluidului pompat, iar înlocuirea rotoarelor trebuie prevăzută după perioade de funcţionare de 2 000—4 000 h.

Evacuarea uscată a cenuşii prezintă pericol mai redus de înfundare, etanşeitate bună, posibilitate de valorificare multiplă a cenuşii. Este însă mai scumpă şi instalaţia are uzură accentuată.

Schemele termice ale CTE. Schema termică se alege în funcţie de considerente tehnice, economice şi de siguranţă şi determină legăturile de conducte între instalaţii. Analiza legăturilor se face la două niveluri şi anume: schema termică de principiu, care stabileşte concepţia de ansamblu a legăturilor; schema termică desfăşurată, care cuprinde în detaliu toate conductele (principale şi auxiliare), cu dimensionarea lor şi cu stabilirea tuturor organelor necesare de închidere şi reglaj. Schema termică se materializează printr-un număr de conducte care se clasifică: a) conducte principale: de abur de înaltă presiune, de apă de alimentare, de abur de joasă presiune, de alimentare cu abur şi apă a consumatorilor termici, de apă de răcire; b) conducte auxiliare: de abur de pornire, de purjare, de drenare, golire şi aerisire a conductelor principale, de serviciu pentru încălzire, apă de răcire auxiliară şi aer comprimat.

Scanned with OKEN Scanner

Conductele principale de abur cazan-turbină pot fi realizate după două tipuri de scheme, bloc sau cu bare colectoare. Schema bloc definește legătura directă cazan-turbină putînd fi realizată cu un singur cazan (Fig. T.20 *a*) sau cu două cazane pentru o turbină (Fig. T. 20 *b*). Schema bloc se aplică la

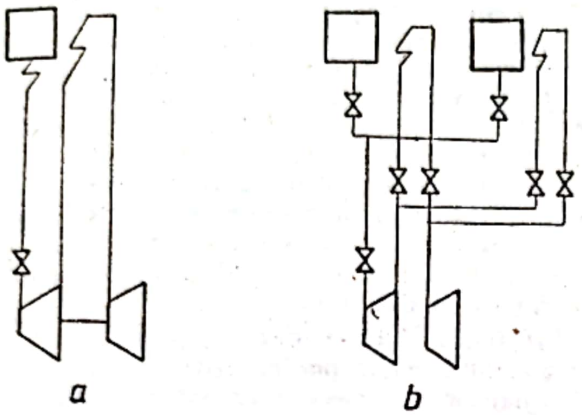


Fig. T.20. Schema termică bloc:
a — monobloc; *b* — bloc cu două cazane.

unitățile de condensație, ea fiind obligatorie la unitățile de foarte mare putere. La grupurile cu puterea peste 100 MW, legătura cazan-turbină trebuie făcută cu două sau mai multe conducte în paralel. Noțiunea de bloc se extinde și asupra părții electrice, a servicilor interne și chiar a unor părți din instalațiile de răcire și alimentare cu combustibil, astfel că centrala electrică este, în final, constituită din tranșe independente, care nu se influențează reciproc în caz de avarie. Schema bloc cu două cazane se aplică în următoarele cazuri: la instalații cu combustibil inferior, la care nu se poate construi un cazan cu debitul corespunzător turbinei (bloc de 600 MW cu lignit, cu două cazane de 1 000 t/h); în situații în care blocul este cea mai puternică unitate în sistem și reprezintă o cotă de putere mare în raport cu întreaga putere instalată.

La schema cu bare colectoare (Fig. T.21), cazanele, independent de numărul lor, alimentează un sistem de conducte comun, iar turbinele primesc aburul fără a fi afectate de funcționarea unuia sau altuia dintre cazane. Fiecare cazan sau turbină este izolat de barele colectoare prin armături. Pentru a evita o cădere totală a t. dacă apare o avarie la una din armături sau pe bară, aceasta este secționată de cele mai multe ori longitudinal. Schema coincide în principiu cu schema unei stații electrice cu bare colectoare. Se pot folosi bare colectoare simple sau duble. Din punctul de vedere al avariilor, ventilele au probabilitatea de defectare cea mai ridicată. La t. cu parametri ridicați, valoarea conductelor poate atinge

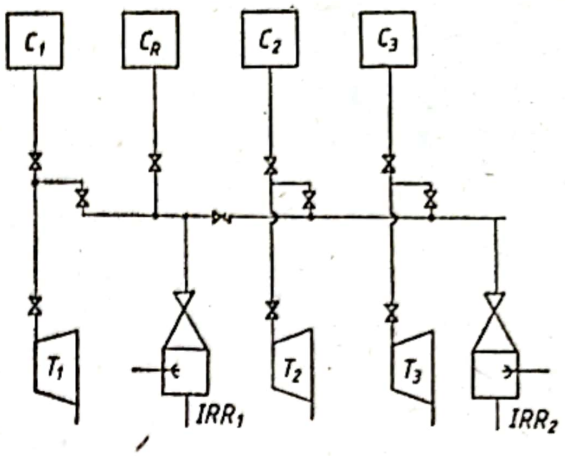


Fig. T.21. Schema cu bară colectoare:
T — turbină; *C* — cazan; C_R — cazan de rezervă; *IRR* — instalație de reducere-răcire.

10% din costul agregatului principal cazan-turbină, schema cu bare colectoare devenind neeconomică și greu de exploatat. Ca urmare, se restrînge folosirea barelor colectoare la următoarele situații: la CTE cu condensație vechi, cu grupuri de cel mult 50 MW și presiuni ale aburului sub 100 bar și la centralele de termoficare cu cicluri fără supraîncălzire intermediară.

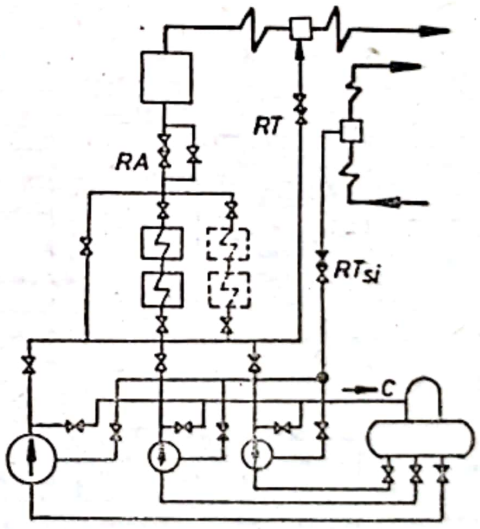


Fig. T.22. Schema conductelor de alimentare cu apă la un bloc de mare putere:
C — conductă de recirculare; *RT* — regulator de temperatură a aburului; RT_{si} — regulator de temperatură a aburului supraîncălzit intermediar; *RA* — regulator de presiune de alimentare.

În cazul schemei bloc (Fig. T.22), pompele de alimentare aspiră apa dintr-un singur rezervor (cuplat cu degazorul).

Scanned with OKEN Scanner

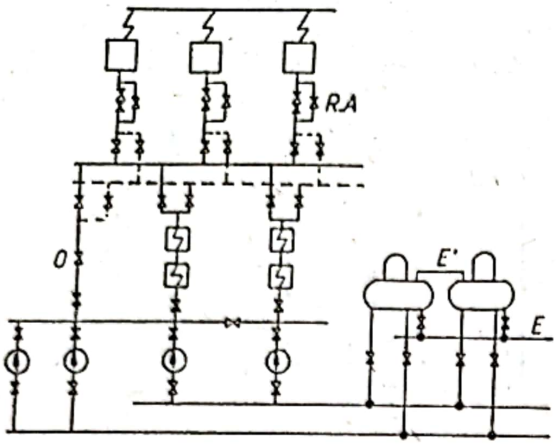


Fig. T.23. Schema conductelor de alimentare cu bară colectoare:
RA — regulator de alimentare; *O* — conductă de ocolire a preîncălzitoarelor; *E* şi *E'* — conducte de egalizare între degazoare.

În cazul sistemului de alimentare în comun (Fig. T.23), pompele de alimentare aspiră apa dintr-una sau două conducte colectoare racordate la toate rezervoarele de alimentare. Aceste rezervoare sînt puse în paralel pe partea de apă şi abur prin conducte de echilibrare. Refularea pompelor de alimentare se face pe o conductă colectoare comună, la care sînt racordate şi pompele de rezervă, iar de aici debitul se distribuie în preîncălzitoarele de înaltă presiune ale grupurilor. Pe partea de ieşire, apa este preluată în bare simple sau duble de alimentare şi, prin intermediul racordurilor prevăzute cu regulatoare de alimentare RA, ajunge în cazane.

Dispoziţia utilajelor în clădirea principală a CTE. Instalaţiile principale şi auxiliare care compun circuitul termic sînt amplasate într-o clădire unică, numită în mod obişnuit clădire principală, compusă din mai multe săli, şi anume: sala cazanelor şi a anexelor lor, sala turbinelor, corpul pentru instalaţiile electrice şi camere de comandă, sala pentru degazoare şi rezervoare, spaţiul pentru buncărele de cărbune şi prepararea prafului de cărbune, corpul pentru laboratoare şi birouri, corpul pentru instalaţii mecanice auxiliare etc.

În figura T.24 se prezintă, pentru CTE cu combustibil solid, posibilităţile de amplasare a utilajelor şi a serviciilor interne. Aşezarea transversală a turbinelor este de preferat la t. de condensaţie sau termoficare cu mai mult de trei grupuri şi la instalaţiile monobloc cu puteri între 100 şi 300 MW. Aşezarea longitudinală a turbinelor este utilizată în următoarele cazuri: la centrale de termoficare cu un număr de cazane mai mare decît numărul turbinelor; la blocurile de condensaţie cu puteri peste

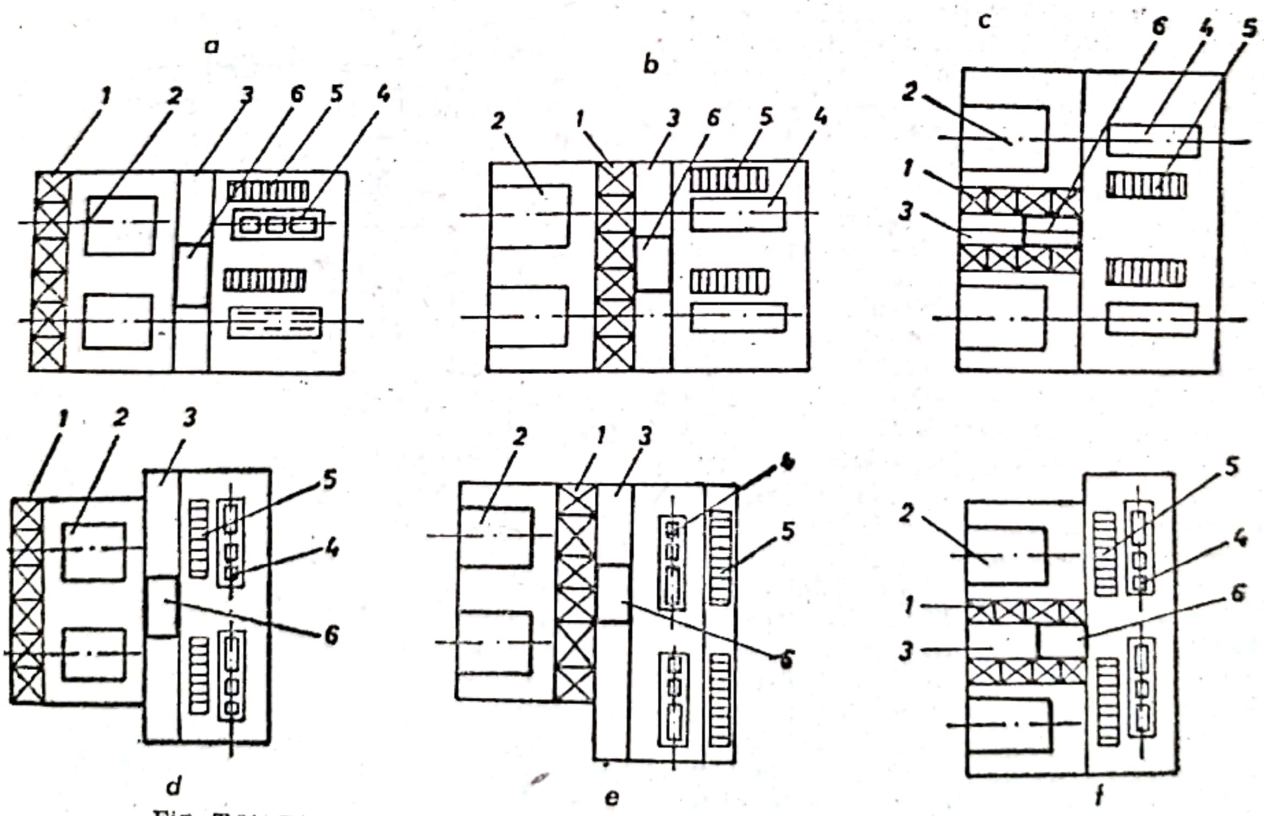


Fig. T.24. Dispoziţia blocurilor la centralele termoelectrice de mare putere:
a, b, c — turbine dispuse transversal; *d, e, f* — turbine dispuse longitudinal;
1 — buncăr; *2* — cazane; *3* — corp servicii interne; *4* — turbine; *5* — grupa de instalaţii aferente circuitului termic (preîncălzire şi pompare); *6* — cameră de comandă (pentru două blocuri).

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul T.3

Dimensiunile sălii maşinilor la turbine de condensaţie

Puterea grupului [MW]	Dispoziţia transversală			Dispoziţia longitudinală		
	Lăţimea [m]	Lungimea grupului [m]	Înălţimea sub grindă [m]	Lăţimea [m]	Lungimea grupului [m]	Înălţimea sub grindă [m]
50	30—35	24—28	24—25	20—24	35—40	24—25
100	36—39	28—32	25—27	25	45—50	25—26
200—250	40—42	36—42	26—28	25—30	50—60	25—27
300—350	42—45	40—45	28—30	25—30	60—70	28—29

Tabelul T.4

Înălţimea planşeului de serviciu la sălile de maşini ale centralelor termoelectrice

Mărimea grupului, [MW]	Contrapresiune 10 MW	20—25	50—100	100—200	200—300	peste 300
Nivelul planşeului, h [m]	4,5—6	7	8	8—9	9—10	10—12

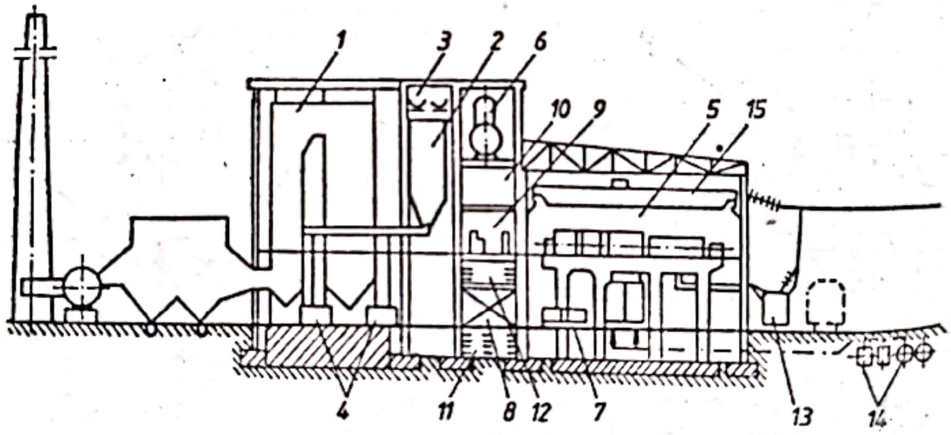


Fig. T.25. Secţiune printr-o centrală termoelectrică cu cărbune şi cazane cu două drumuri de tip interior:
1 — cazan; *2* — buncăre de cărbune; *3* — benzi de cărbune; *4* — instalaţii de măcinare; *5* — turbină; *6* — degazor cu rezervor de alimentare; *7* — pompe de alimentare; *8* — servicii interne electrice; *9* — camera de comandă; *10* — spaţiu pentru conducte; *11* — tunel de cabluri; *12* — pod de cabluri; *13* — transformatorul blocului; *14* — conducte şi canale de apă de răcire; *15* — podul rulant al sălii maşinilor.

500 MW; la blocurile cu condensaţie cu două cazane la o turbină. Dimensiunile aproximative ale sălii maşinilor în funcţie de puterea turbinelor şi de modul lor de aşezare sînt arătate în tabelul T.3. Înălţimea uzuală la care se află planşeul de serviciu este indicată în tabelul T.4. În figura T.25 este arătată o secţiune transversală printr-o CTE cu condensaţie cu cărbune de tipul cu buncărele şi serviciile interne formînd o construcţie centrală. Figura T.26 prezintă secţiunea printr-o CTE cu cărbuni, folosind cazane tip turn, cu blocuri cu puteri de 330 MW, cu echipamente construite în ţara noastră.

Dispoziţia pe teren a CTE ţine seama de cerinţele interne de construcţie, montaj şi exploatare şi se adaptează condiţiilor impuse de topografia locului.

Planul general al t. este influenţat de felul combustibilului, de modul de răcire (în circuit deschis, închis sau mixt), de tipul t. (de condensaţie sau termoficare). În figura T.27 este arătat planul general al unei CTE de condensaţie cu combustibil cărbune, cu răcirea în

Scanned with OKEN Scanner

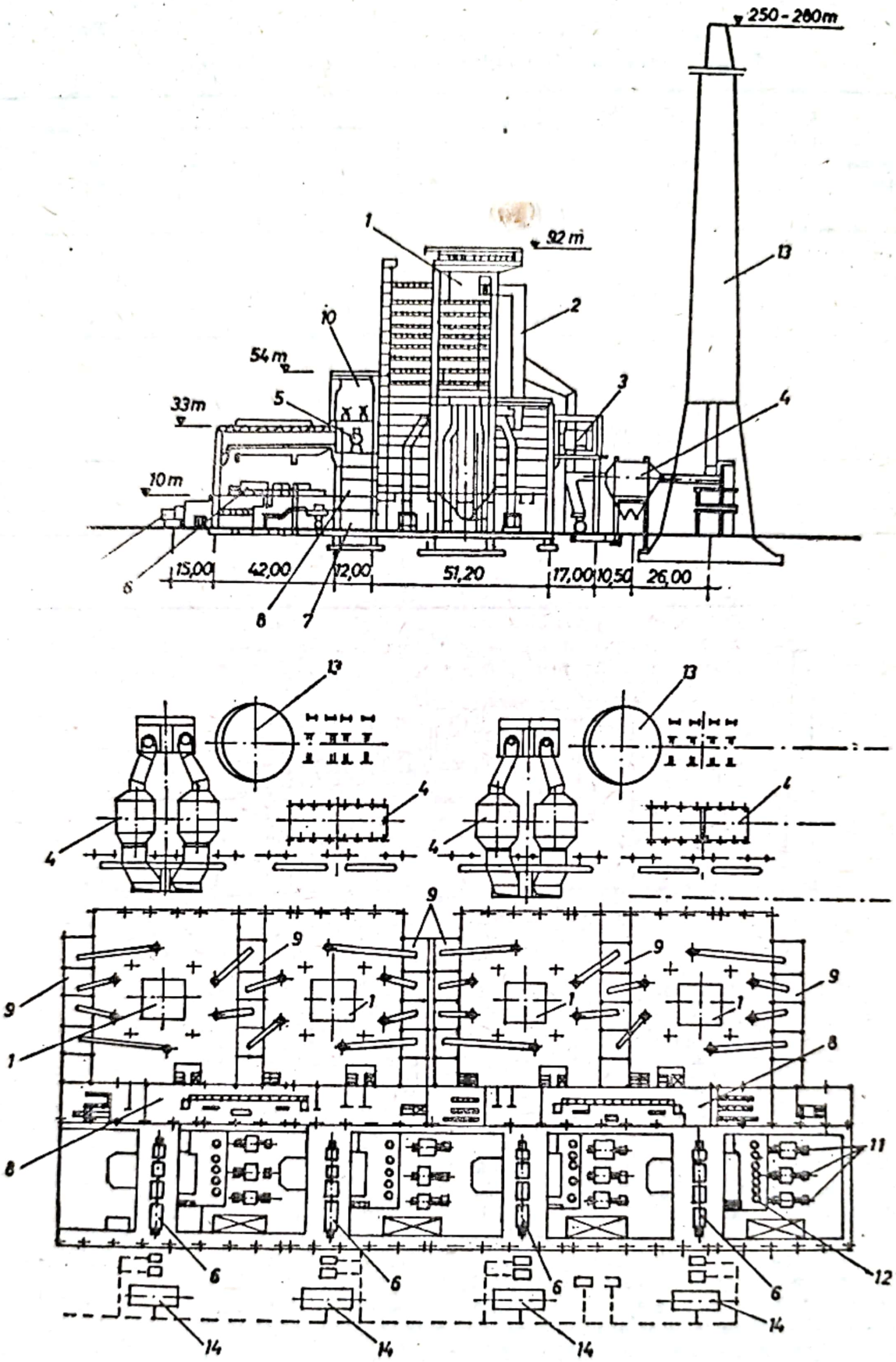


Fig. T.26. Centrală termoelectrică cu blocuri de 330 MW cu cărbune şi cazane turn de tip exterior:

1 — cazan-turn; *2* — canal de gaze coborîtor; *3* — preîncălzitoare de aer; *4* — electrofiltru şi ventilatoare; *5* — degazorul şi rezervorul de alimentare; *6* — turbină; *7* — staţiile electrice ale serviciilor interne; *8* — camere de comandă; *9* — buncăre de cărbune; *10* — benzi pentru transportul cărbunelui; *11* — pompe de alimentare; *12* — preîncălzitoare; *13* — coşuri de fum; *14* — transformatoarele blocurilor.

Scanned with OKEN Scanner

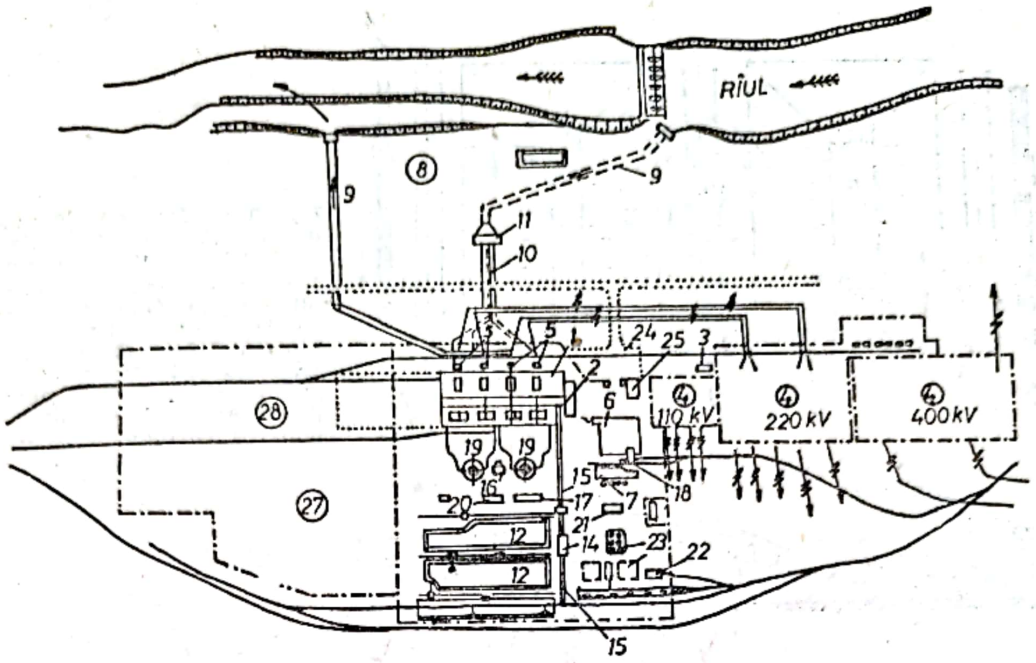


Fig. T.27. Planul general al unei centrale termoelectrice de combustibil cărbune: *1* — clădirea principală; *2* — birouri de exploatare; *3* — cameră de comandă a staţiilor electrice; *4* — staţii electrice; *5* — transformatoarele blocurilor; *6* — corp comasat pentru ateliere şi magazii; *7* — epurare chimică; *8* — zona pentru turnurile de răcire; *9* — aducţiunea şi evacuarea apei de răcire; *10* — canalele şi conductele de apă de răcire în incintă; *11* — staţie de pompare pentru apa de răcire; *12* — depozit de cărbune; *13* — staţie de descărcare; *14* — staţii de concasare; *15* — estacade de cărbune; *16* — evacuarea zgurii şi cenuşii; *17* — staţie de compresoare; *18* — turn de decuvare şi reparaţie a transformatoarelor; *19* — coşuri de fum; *20* — cazane pentru pornire; *21* — staţie de H_2 şi CO_2; *22* — remiză şi garaje pentru locomotivă şi buldozere; *23* — gospodăria de păcură şi ulei; *24* — preuzinal; *25* — corp de poartă şi grup social; *26* — staţie de reducerea presiunii gazelor; *27* — zonă de organizare a şantierului de construcţie; *28* — zonă de organizare a şantierului de montaj.

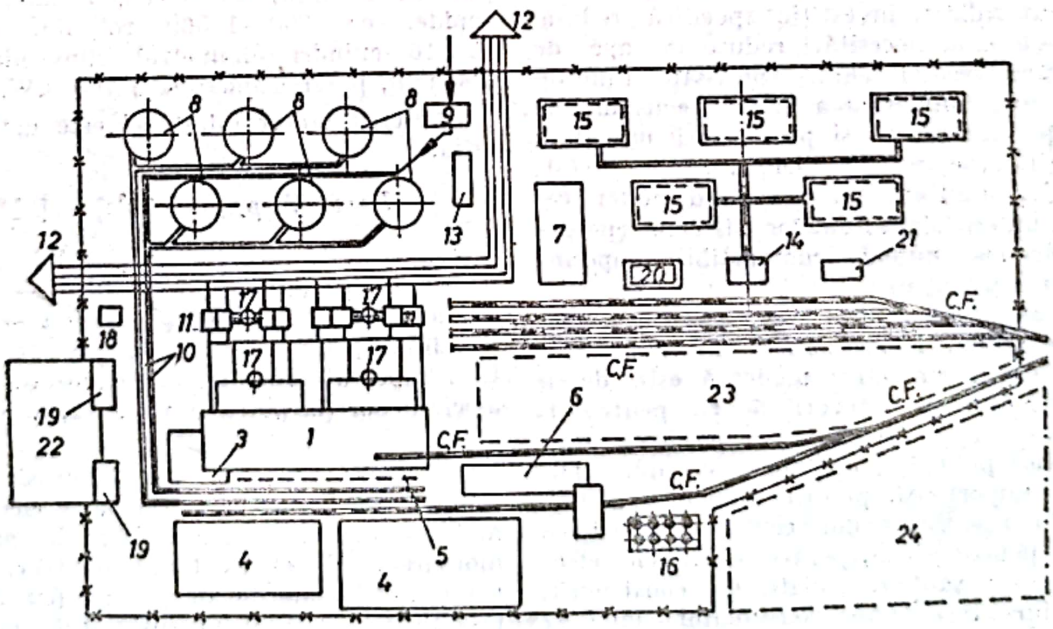


Fig. T.28. Planul general al unei centrale termoelectrice cu combustibil lichid şi gazos:

1 — clădirea principală; *2* — birouri de exploatare; *3* — staţia de distribuţie electrică şi camera de comandă; *4* — staţii electrice de înaltă tensiune; *5* — transformatoare; *6* — ateliere şi depozite; *7* — tratarea chimică a apei; *8* — turnuri de răcire; *9* — tratarea apei pentru circuitul de răcire; *10* — conducte de apă; *11* — cazane de apă fierbinte; *12* — ieşirea conductelor de termoficare; *13* — staţie de reducere a presiunii gazelor; *14* — staţie pompe păcură; *15* — rezervoare de păcură; *16* — gospodăria de ulei; *17* — coşuri de fum; *18* — instalaţie pentru producerea H_2; *19* — corp de poartă; *20* — depozit de şlam; *21* — staţie de stins incendiu în gospodăria de combustibil; *22* — preuzinal; *23* — zonă pentru organizarea şantierului de montaj; *24* — zonă pentru organizarea şantierului de construcţii.

Scanned with OKEN Scanner

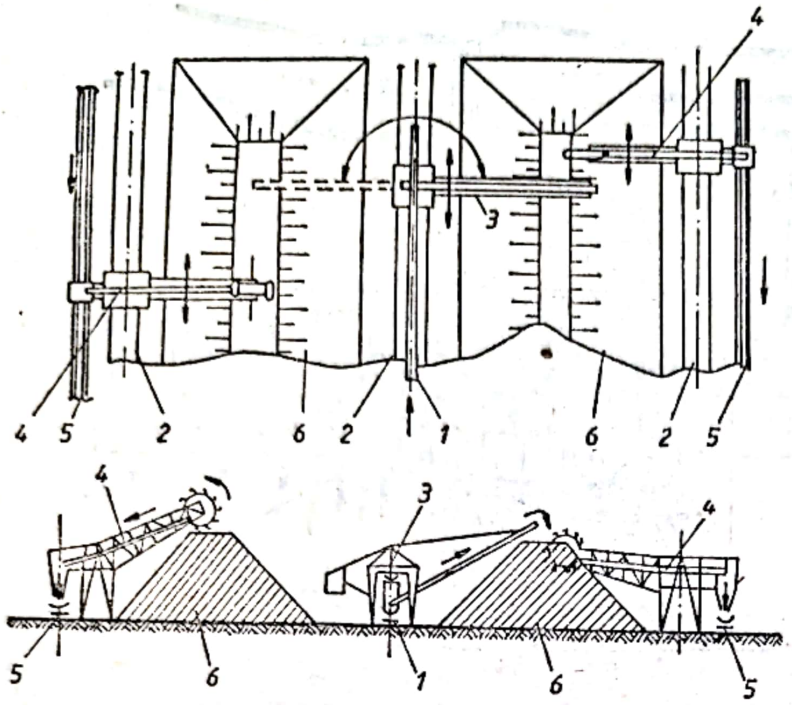


Fig. T.29. Depozit de cărbune cu benzi mobile de depozitare și excavatoare cu cupe rotative:
1 — bandă pentru aducerea cărbunelui în depozit; *2* — căi de rulare pentru instalațiile de manipulare; *3* — dispozitiv de depozitare mobil cu bandă; *4* — dispozitiv de preluare mobil cu cupă rotativă; *5* — bandă de preluare a cărbunelui; *6* — stive de cărbune.

circuit deschis, iar în figura T.28, planul general al unei centrale de termoficare de mare putere, alimentînd consumatori industriali și urbani, cu combustibil lichid și gazos, cu răcire în circuit închis. Figura T.29 prezintă o gospodărie de cărbune cu depozit deservit de dispozitive cu benzi transportoare și excavatoare cu cupe rotative.

CTE cu motoare diesel. Motorul diesel a fost folosit încă de la început în CTE pentru antrenarea generatoarelor electrice. Avantajele sînt: randament ridicat, investiție specifică redusă, instalare ușoară, necesități reduse de apă de răcire, caracteristici tehnice potrivite funcționării pentru alimentarea unor consumatori izolați, pornire rapidă și posibilități ușoare a schimbărilor de sarcini. Dezavantajele sînt: au o putere limitată, nu corespund noilor cerințe de putere ale actualelor sisteme energetice, consumă numai combustibil superior (lichid și gazos), uzurile pieselor sînt mari, necesită un volum mare de operații de revizie și reparație. Rolul actual al motoarelor diesel în termoenergetica modernă este de a echipa următoarele categorii de t.: pentru t. de siguranță în alimentarea cu energie a unor consumatori publici și industriali de mică putere, dar importanți, pentru alimentarea serviciilor interne vitale din centralele electrice nucleare, pentru probe, pentru centralele electrice ale unor șantiere izolate de construcții, pentru alimentarea unor consumatori mici și izolați neracordați la sistem, cum sînt unele microcentrale electrice în agricultură, pentru centralele electrice de vîrf și de rezervă.

Pentru a nu avea o uzură exagerată la motoarele grupurilor electrogene, viteza medie a pistonului se limitează la: 10 m/s pentru motoarele cu funcționare îndelungată; 13—17 m/s pentru motoarele de siguranță cu funcționare sporadică și de scurtă durată. Motoarele diesel pentru CTE se împart în trei categorii: motoare lente, cu 80—300 rot/min, maximum 12 cilindri, diametrul cilindrului 800—1 000 mm, putere maximă 35 000 kW; motoare semirapide, cu 400—500 rot/min, maximum 12—16 cilindri, diametrul cilindrului 300—480 mm, puterea maximă 4 000—6 600 kW; motoare rapide, cu 800—1 500 rot/min, maximum 12—16 cilindri, diametrul cilindrului 175—250 mm, puterea maximă 2 700 kW.

Puterea motorului diesel este dată de relația:

$$P = n \cdot V \cdot p_e z/(60 \cdot 10^3 a) \quad [\text{kW}],$$

unde: n este turația motorului [rot/min], V — volumul cilindrului [m^3]; p_e — presiunea medie efectivă a motorului [Pa]; z — numărul de cilindri; a — număr dimensional, reprezentînd raportul dintre numărul rotațiilor și cel al ciclurilor (la patru timpi $a=2$, la doi timpi $a=1$).

În figura T.30, se arată planul și secțiunea clădirii principale la o centrală electrică cu motoare diesel. Dintre instalațiile anexe ale motoarelor diesel existente în CTE se pot menționa: instalațiile de pornire (cu aer comprimat de 25—40 bar), instalațiile de ungere (se folosește ulei de calitate cu vîscozitatea de aproximativ 10°E la 50°C, consumul normal de ulei fiind de 1,5—3,5 g/kWh), instalațiile de răcire, instalațiile de alimentare cu combustibil (motorină, păcură sau gaze com-

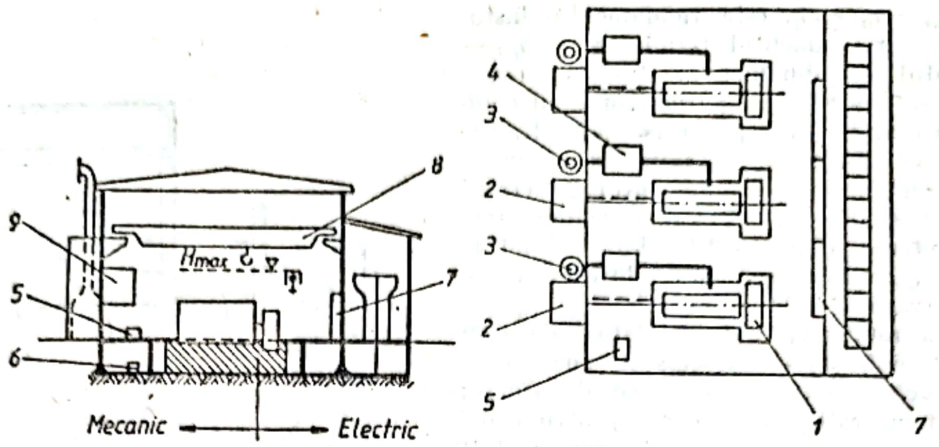


Fig. T.30. Dispoziția utilajului în clădirea principală a unei centrale electrice cu motoare diesel:

1 — grup electrogen; *2* — filtru de aer; *3* — conductă de eșapare; *4* — recuperator de căldură; *5—6* — pompe de apă și combustibil; *7* — tablouri de comandă; *8* — pod rulant; *9* — rezervoare de zi pentru combustibil și ulei.

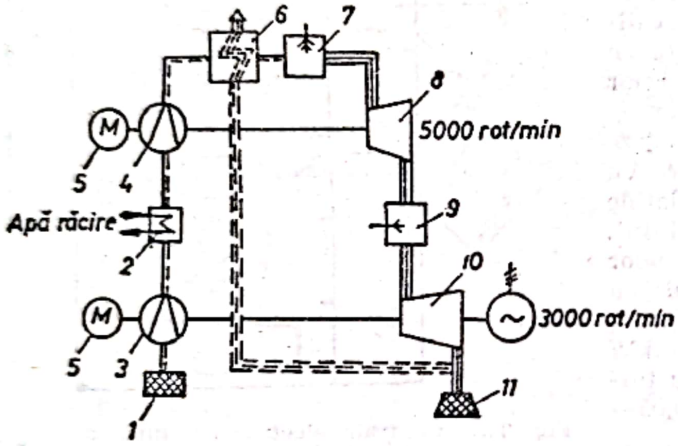


Fig. T.31. Schema de funcționare a instalației cu turbină de gaze, (ITG) cu compresie și destindere fracționată:

1 — filtru de aer; *2* — răcitor de aer; *3* — compresor de joasă presiune; *4* — compresor de înaltă presiune; *5* — motoare de lansare; *6* — recuperator de căldură (facultativ); *7, 9* — arzătoare; *8* — turbină de înaltă presiune; *10* — turbina de putere; *11* — amortizor de zgomot.

bustibile), instalațiile de recuperare a căldurii din gazele de ardere și apa de răcire.

CTE cu turbine cu gaze. Turbinele cu gaze sînt de trei tipuri, și anume: turbină cu gaze în circuit deschis cu evacuarea în atmosferă; turbină cu gaze în circuit închis la care fluidul de lucru, aerul, este încălzit și răcit în schimbătoare de căldură de suprafață; turbină cu gaze în circuit mixt (combinație a primelor două tipuri). Turbinele cu gaze stabile cu puteri unitare care depășesc 100 MW au început să fie folosite pe scară din ce în ce mai largă în CTE. Turbina cu gaze în circuit deschis reprezintă o soluție optimă pentru echiparea CTE de vîrf sau de rezervă și pentru folosirea ei în scopuri speciale, în locuri lipsite de apă sau pentru unități energetice transportabile.

În figura T.31 se prezintă schema unei instalații de turbine cu gaze în circuit deschis pe două axe, iar în figura T.32, ciclul real de funcționare al acestei instalații în diagrama *T-s*. Randamentul total al CTE cu turbine cu gaze este:

$$\eta_{tot} = \eta_{inst}\eta_A\eta_m\eta_g(1-\varepsilon),$$

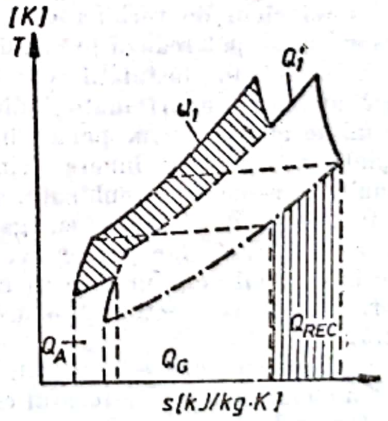


Fig. T.32. Diagrama *T—s* a ciclului ITG cu comprimare și destindere fracționată:

Q_1 — căldura degajată în arzătorul de înaltă presiune; Q_1' — căldura degajată în arzătorul de joasă presiune; Q_G — căldură conținută în gazele de ardere; Q_A — căldură conținută în apa de răcire; Q_{REC} — căldură recuperată.

Scanned with OKEN Scanner

unde: $\eta_{inst}=\eta_{tr}\eta_{tb}\eta_c$ este randamentul instalației; η_{tr} — randamentul termic real; η_{tb} — randamentul gazodinamic al turbinei (86—90%); η_c — randamentul gazodinamic al compresorului (88—92%); η_A — randamentul arzătorului (96—97%); η_m — randamentul mecanic (98—99%); η_g — randamentul generatorului electric (96—97%); ε — consumul serviciilor interne (0,5—1,5%). La instalațiile pe un ax $\eta_{tot}=18\cdots25\%$, iar la instalațiile pe două axe $\eta_{tot}=28\cdots33\%$.

Mărirea randamentului instalației de turbine cu gaze în circuit deschis se poate face prin: preîncălzirea aerului cu gaze de ardere; ridicarea temperaturii de ardere (pentru combustibil gazos 750—850°C, pentru combustibil lichid cu conținut ridicat de vanadiu și sulf 700—750°C) și coborîrea temperaturii de aspirație; fracționarea destinderii și a comprimării. În ultimii ani s-au dezvoltat instalații de turbine cu gaze în circuit deschis, la care producerea de gaze fierbinți cu presiune supraatmosferică este separată de turbinele de putere și se realizează prin generatoare de gaze cu pistoane libere sau prin motoare reactive, de tipul celor folosite în aviație.

Ca instalații anexe ale turbinelor cu gaze se menționează: instalațiile de alimentare cu combustibil, instalațiile de răcire, instalațiile de filtrare a aerului și de reducere a zgomotului. În figura T.33 se arată dispoziția utilajelor principale în clădire la o CTE cu turbine cu gaze. Suprafața și volumul specific al clădirilor pentru CTE cu abur sînt de 0,02—0,05 m^2/kW și 0,5—1,8 m^3/kW, iar pentru CTE cu turbine cu gaze, de 0,005—0,08 m^2/kW și 0,05—1 m^3/kW.

CTE cu cicluri mixte abur-gaze. Din combinarea unui ciclu de turbină cu gaze cu un ciclu Rankine se pot realiza în condiții avantajoase de investiții, instalații cu randament superior ambelor cicluri luate individual. Ciclurile mixte abur-gaze fac parte din categoria principială a ciclurilor binare. Sînt posibile mai multe scheme de combinare, și anume:

1) Instalația de turbină cu gaze este o instalație înaintașă, iar gazele evacuate sînt trimise în cazanul de abur devenit cazan recuperator, în care se efectuează o ardere suplimentară;

2) Turbina cu gaze este plasată după cazanul din ciclul cu abur, în focarul căruia arderea se face sub presiune, cazanul reducîndu-și sensibil dimensiunile;

3) Turbina cu gaze este în circuit închis și cazanul ciclului cu abur include și o suprafață de schimb de căldură pentru aerul cald necesar instalației de turbine cu gaze;

4) Se folosește o turbină cu gaze de foarte mare temperatură, cu răcire cu aer, apă sau abur; aburul produs din căldura evacuată de mediul de răcire alimentează o turbină cu abur;

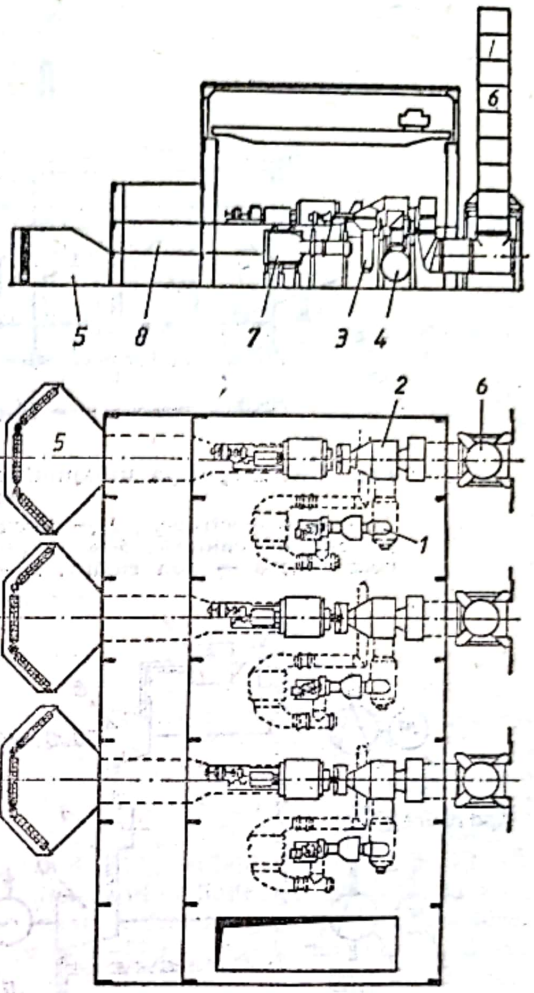


Fig. T.33. Centrala electrică cu turbine cu gaze București-Sud (3×36 MW pe două axe):
1 — axă de înaltă presiune; *2* — axă de joasă presiune; *3* — camera de ardere principală; *4* — camera de ardere intermediară; *5* — filtru de aer; *6* — canal de eșapare; *7* — răcitor intermediar; *8* — instalații electrice.

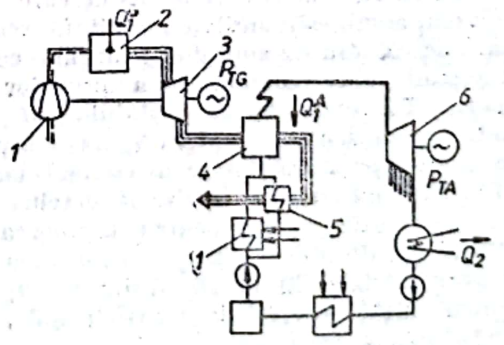


Fig. T.34. Schema unei centrale electrice cu ciclu mixt abur-gaze cu recuperarea căldurii în ciclu cu abur:
1 — compresor; *2* — arzător; *3* — turbină cu gaze; *4* — cazan de abur cu ardere suplimentară; *5* — recuperator de căldură din gaze; *6* — turbină cu abur; *7* — preîncălzitor de apă.

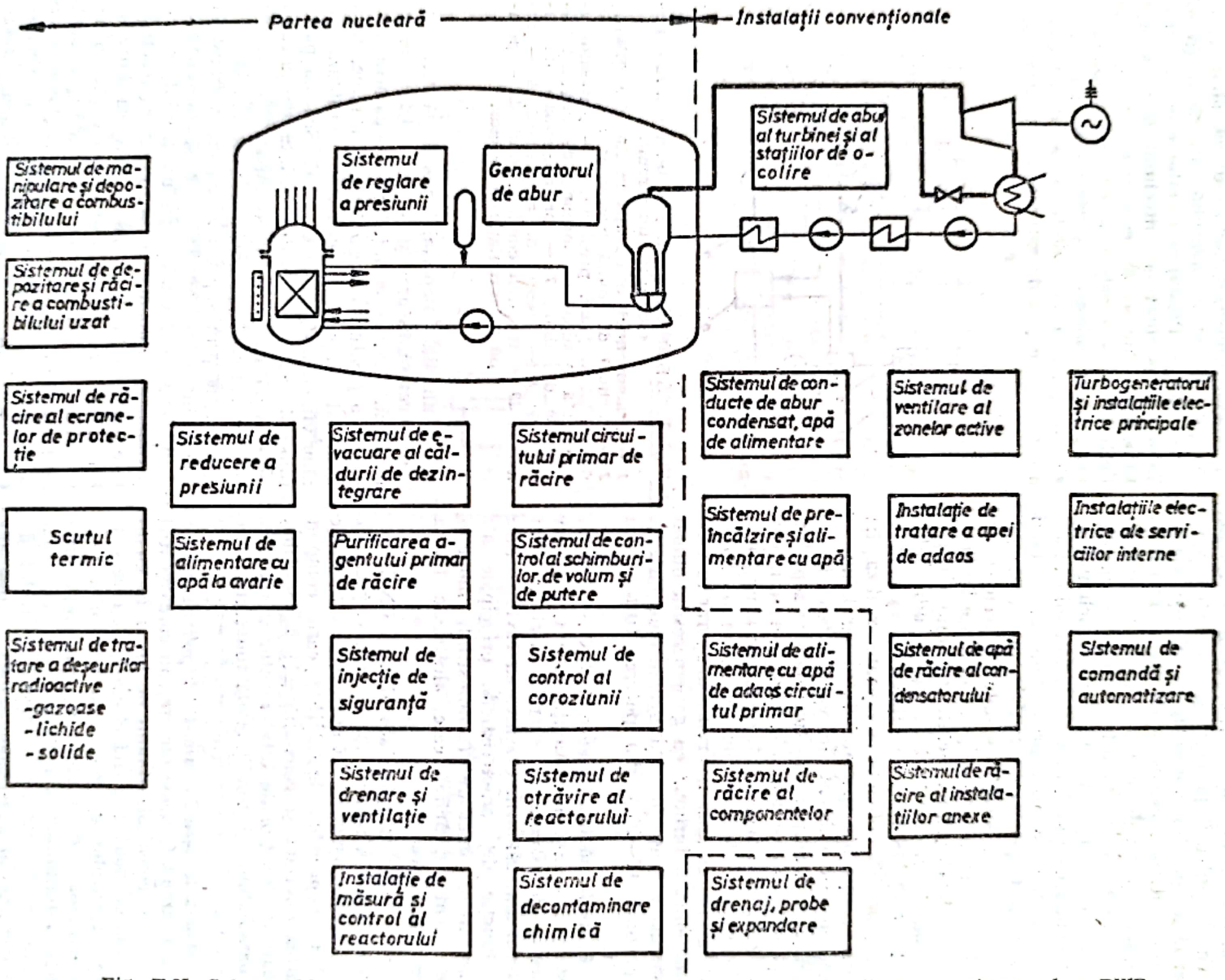


Fig. T.35. Schema bloc a unei centrale nucleare electrice cu două circuite cu reactor nuclear PWR.

Scanned with OKEN Scanner

5) În turbina cu gaze se destinde un amestec gaze-abur.

În figura T.34 este prezentată schema de combinare 1 a cărei realizare practică este cea mai avansată. În acest caz, cazanul de abur nu are nevoie de modificări constructive fundamentale, întrucît primește gazele cu exces de aer la temperaturi apropiate de cele ale aerului preîncălzit, preîncălzitorul de aer ne mai fiind necesar. Gazele de ardere, părăsind cazanul, urmează a fi răcite pînă la temperaturi de evacuare la coș de 120—130°C, printr-un schimbător de căldură care preîncălzește apa de alimentare a cazanului. Acesta preia funcțiunea unui număr de trepte de preîncălzire de înaltă presiune și, în consecință, o dată cu recuperarea căldurii de la turbina cu gaze rezultă o înrăutățire a randamentului ciclului cu abur. În ansamblu, ciclul combinat mărește randamentul cu 2—3,5% față de funcționarea separată a unităților. Combinarea se poate realiza fie folosind agregate speciale, fie modernizînd un ciclu cu abur existent. Întrepătrunderea instalațiilor nu condiționează funcționarea separată și permite ca cele două cicluri să lucreze în caz de nevoie și independent. Ciclul cu abur poate fi exploatat, de exemplu, în regim de bază, iar turbina cu gaze intervine temporar la vîrf. Funcționarea turbinei cu gaze necesită numai combustibili superiori. Puterea turbinei cu gaze reprezintă 17—25% din puterea turbinei cu abur.

Centrala nucleară electrică (CNE). Este un sistem complex de instalații care transformă energia de fisiune în energie electrică prin intermediul căldurii. Clasificarea CNE se face în funcție de caracteristicile principale ale reactoarelor nucleare (combustibil, moderator, agent de răcire) care alcătuiesc filiera centralei respective.

Gradul de complexitate al unei CNE este exemplificat în figura T.35 în care se prezintă schema-bloc a unei CNE cu reactoare nucleare PWR, cuprinzînd instalațiile care compun partea nucleară și convențională a centralei, legăturile funcționale între reactor și celelalte subansambluri și condițiile de funcționare ale acestora.

Schemele termice ale CNE pot fi: cu un singur circuit (scheme directe), în care agentul de răcire constituie fluidul de lucru în ciclul termic; cu două sau trei circuite, în care căldura agentului de răcire se transmite prin schimbătoare de căldură de suprafață unui fluid intermediar sau fluidului de lucru. La schemele cu mai multe circuite, nivelul de temperatură al sursei calde în ciclul termodinamic este mai scăzut din cauza căderii de temperatură în schimbătoarele de căldură. Datorită marii varietăți de tipuri de reactoare nucleare, schemele termice ale CNE sînt mult mai diferențiate între ele decît cele de la centralele termoelectrice clasice. În soluțiile actuale, toate CNE folosesc ciclul Rankine cu apă-abur drept ciclu de forță, nefiind realizate instalații nucleare cu turbine cu gaze.

Schemele termice cu un circuit presupun că reactorul nuclear produce direct abur saturat prin fierberea agentului de răcire (reactoare BWR). Presiunea ciclului este de 69—75 bar corespunzătoare nivelului de temperatură limită impus de condițiile nucleare, de fierbere în zona activă și de compatibilitatea materialelor folosite. La schema cu un singur circuit (Fig. T.36), destinderea din turbină are loc sub curba de saturație, aburul putînd

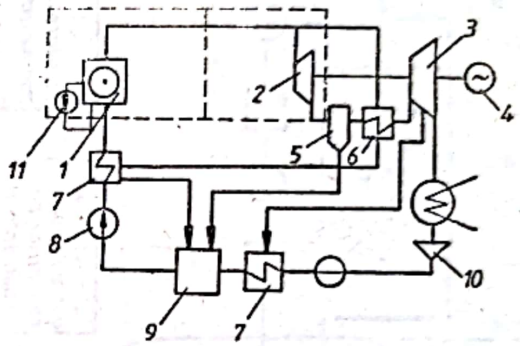


Fig. T.36. Schema termică a unei centrale nucleare cu un circuit.

1 — reactor nuclear cu apă în fierbere (BWR); *2* — turbină de înaltă presiune; *3* — turbină de medie și joasă presiune; *4* — generator electric; *5* — separator mecanic de picături; *6* — uscător de abur; *7* — preîncălzitoare de suprafață; *8* — pompă de alimentare; *9* — degazor; *10* — tratarea condensatului; *11* — pompă de circulație în reactor.

atinge umidități nepermise, motiv pentru care este necesară uscarea și supraîncălzirea intermediară. Acestea se obțin prin separarea mecanică a picăturilor de apă și prin reîncălzirea aburului într-un schimbător de căldură cu abur viu (supraîncălzire cu abur). Schema poate folosi și abur supraîncălzit înainte de intrarea în turbină fie prin supraîncălzire în reactor cu ajutorul unei zone active construite în mod special, fie prin supraîncălzire cu combustibil clasic, într-un cazan de abur supraîncălzitor.

Deși simplă, schema cu un circuit ridică permanent problema nivelului de radioactivitate din circuitul termic și impune ca întregul traseu de conducte inclusiv turbina (în întregime sau cel puțin corpul de înaltă presiune) să fie incluse în ecranul biologic, lucru care îngreunează exploatarea curentă și reparațiile. Ca urmare, este necesară tratarea permanentă a condensatului principal.

Pînă în prezent, reactorul BWR este aplicat la un număr mare de CNE cu puteri electrice unitare pînă la 1 100 MWe, cu posibilitatea de a atinge 1 500 MWe.

Scanned with OKEN Scanner

La schemele termice cu două circuite, reactorul nuclear poate avea agenți de răcire diferiți: apă ușoară sau grea, gaze, lichide organice. Schimbătorul de căldură, denumit generator de abur, este elementul care desparte CNE în două: partea nucleară (sistemul nuclear), cu niveluri de radiații ridicate, ceea ce presupune o protecție biologică a instalațiilor care nu sînt accesibile în exploatare; partea convențională, compusă din circuitul termic secundar apă-abur, fără pericol de radiații.

Nivelul de presiune și temperatură din circuitul secundar depinde de tipul reactorului și de agentul de răcire primar. În cazul agenților de răcire lichizi, apă ușoară (PWR) sau apă grea (PHWR), temperatura din reactor este limitată la valori de 290—323°C, iar lichidele organice (OMCR) la 330°C. Pentru menținerea apei în stare lichidă, temperatura teoretică maximă posibilă este temperatura punctului critic (374°C la H_2O, 376°C la D_2O). Presiunea apei din reactor trebuie să fie superioară presiunii de saturație la temperatura maximă și este limitată constructiv de posibilitatea realizării vasului de presiune la valori de 120—150 bar pentru H_2O și D_2O, problema simplificîndu-se prin realizarea reactoarelor cu tuburi de presiune. Circuitul secundar este cu abur saturat cu presiuni de 38—50 bar, determinate de nivelul de temperatură din generatorul de abur. Folosirea aburului saturat impune, ca și la schema cu un circuit, uscarea aburului la turbină prin separator mecanic și reîncălzirea cu abur viu.

În figura T.37 se prezintă schema termică cu două circuite cu reactoare moderne CANDU-PHWR care vor echipa CNE Cernavodă. La o putere nominală la borne de 645 MWe, puterea netă este de 600 MWe (45 MWe puterea consumată de serviciile interne), iar randamentul global al CNE este de 29,3%.

CNE cu reactoare PWR formează, în prezent, în întreaga lume obiectul celor mai numeroase realizări practice, cu puteri electrice pînă la 1 230 MWe, iar cele cu apă grea PHWR de 750 MWe, toate instalațiile fiind cu abur saturat.

În cazul unui agent de răcire gazos, circuitul primar al reactorului nuclear admite diferențe mari de temperatură (150—250°C la GCR, 300—350°C la AGR), moderatorul (grafit) nefiind influențat de nivelul de tempera-

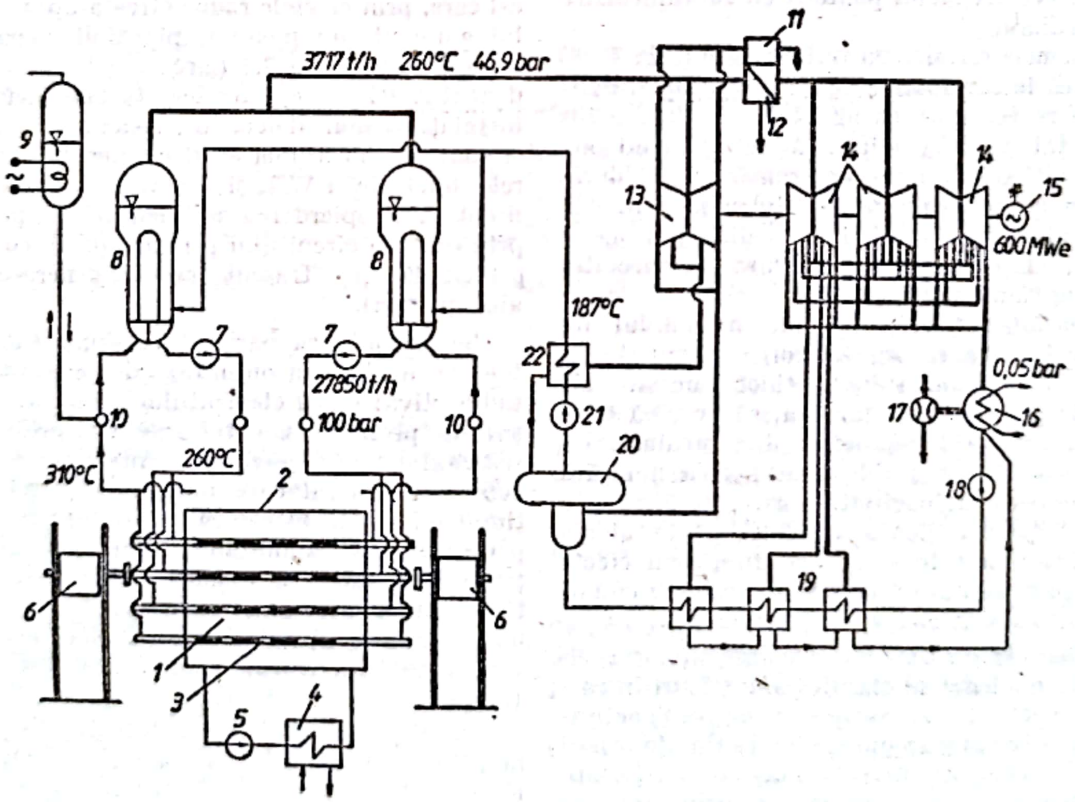


Fig. T.37. Schema termică a centralei nucleare electrice cu două circuite cu reactor nuclear PHWR-600:

1 — reactor nuclear; *2* — vas calandria; *3* — tuburi de presiune cu combustibil nuclear; *4* — răcitorul moderatorului; *5* — pompă de circulație a moderatorului; *6* — mașină de încărcare-descărcare a combustibilului; *7* — pompe de circulație a D_2O; *8* — generatoare de abur; *9* — presurizor (compensator de volum); *10* — colectoare; *11* — separator de umiditate; *12* — supraîncălzitor; *13* — turbină de înaltă presiune; *14* — turbină de joasă presiune; *15* — generator electric; *16* — condensator; *17* — ejector; *18* — pompă de condensat principal; *19* — preîncălzitoare de joasă presiune; *20* — degazor; *21* — pompă de alimentare; *22* — preîncălzitor de înaltă presiune.

Scanned with OKEN Scanner

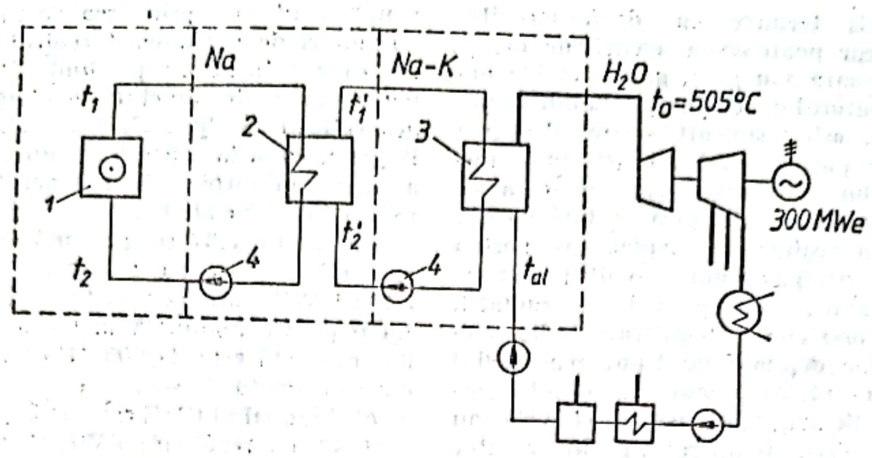


Fig. T.38. Schema termică cu trei circuite a centralei nucleare electrice cu reactor reproducător rapid FBR, răcit cu Na-lichid:
1 — reactor nuclear; 2 — schimbător de căldură intermediar; 3 — generator de abur; 4 — pompe pentru metale lichide.

tură. Temperatura maximă a gazului (630—850°C) este mai ridicată decît la reactoarele răcite cu apă, permiţînd realizarea unor circuite termice similare cu cele de la centralele termoelectrice convenţionale. La reactoarele AGR şi HTGR ciclul poate fi cu supraîncălzire intermediară.

Schemele termice cu trei circuite (Fig. T.38) se aplică la reactoarele cu neutroni rapizi FBR la care se foloseşte ca agent termic în reactor un metal topit (sodiul). Metalul lichid are proprietăţi foarte bune de transfer de căldură, dar devine puternic radioactiv şi necesită, în consecinţă, un circuit intermediar (cu agent termic Na-K) pentru a asigura că circuitul apă-abur rămîne neradioactiv.

Securitatea CNE cuprinde ansamblul de măsuri tehnice şi organizatorice destinate să asigure funcţionarea instalaţiilor nucleare ale CNE în condiţii de siguranţă, să prevină şi să asigure protecţia populaţiei şi a mediului înconjurător. Orice accident în partea nucleară poate elibera radioactivitate care, dacă nu este reţinută prin mijloace speciale, poate afecta mediul ambiant în spaţiu şi timp prin efecte imediate şi de durată (efecte de iradiere cumulative), mai ales asupra ţesuturilor vii.

Mijloacele de limitare a consecinţelor accidentelor nucleare se clasifică în: măsuri intrinseci — reactorul cu coeficient de radioactivitate negativ (care se opreşte de la sine în cazul lipsei de control), inventar de radioactivitate cît mai redus; căi naturale — difuzia atmosferică şi depunerea aerosolilor activi, existenţa unor distanţe de siguranţă (excluziune) faţă de centre populate; măsuri de siguranţă inginereşti — răcirea specială a reactorului în caz de avarie pentru prevenirea pericolului de topire a zonei active, eliminarea controlată a produselor radioactive de fisiune prin filtrare şi spălare, reducerea presiunii din reactor şi din spaţiul înconjurător în scopul reducerii infiltrării produselor radioactive în mediul exterior, bariere în jurul circuitului primar.

Din mulţimea accidentelor imaginabile, se defineşte ca accident maxim credibil (AMC) cel care, prin efectele radioactive asupra mediului ambiant, nu poate fi plauzibil depăşit pe durata vieţii centralei (circa 30 de ani). Accidentul AMC poate fi consecinţa unui defect de instalaţie, unui defect de sistem de măsură şi control, sau a unei erori umane. La reactoarele nucleare PWR şi PHWR, se consideră drept AMC pierderea accidentală a presiunii prin ruperea circuitului primar (pe o conductă principală pe traseul reactor-generator de abur-pompă).

Se prevăd trei bariere principale care protejează mediul înconjurător de contaminarea radioactivă: teaca elementului combustibil, vasul de presiune sau tuburile de presiune şi sistemul primar, anvelopa. Anvelopa este un conteiner general care îndeplineşte trei funcţiuni: rezistenţă mecanică la presiunea şi temperatura AMC, simultan cu sarcinile gravitaţionale, climatice şi seismice, precum şi la acţiunea unor proiectile; etanşeitate (se admite o pierdere de conţinut de 1 % în 24 h la presiunea şi temperatura AMC); ecranare contra radiaţiilor.

Dintre diversele sisteme constructive, cea mai frecvent aplicată este anvelopa cu două învelitori, prima din oţel sau beton precomprimat cu rol de rezistenţă şi etanşare şi cea de a doua, cu rol de protecţie climatică şi ecranare radioactivă. Din spaţiul dintre învelitori (lăţime circa 1 m) se menţine depresiune, prin absorbţie permanentă a aerului.

În figura T.39 se prezintă anvelopa la CNE CANDU-PHWR, cu reţinerea totală a presiunii create la AMC. Folosirea anvelopei permite

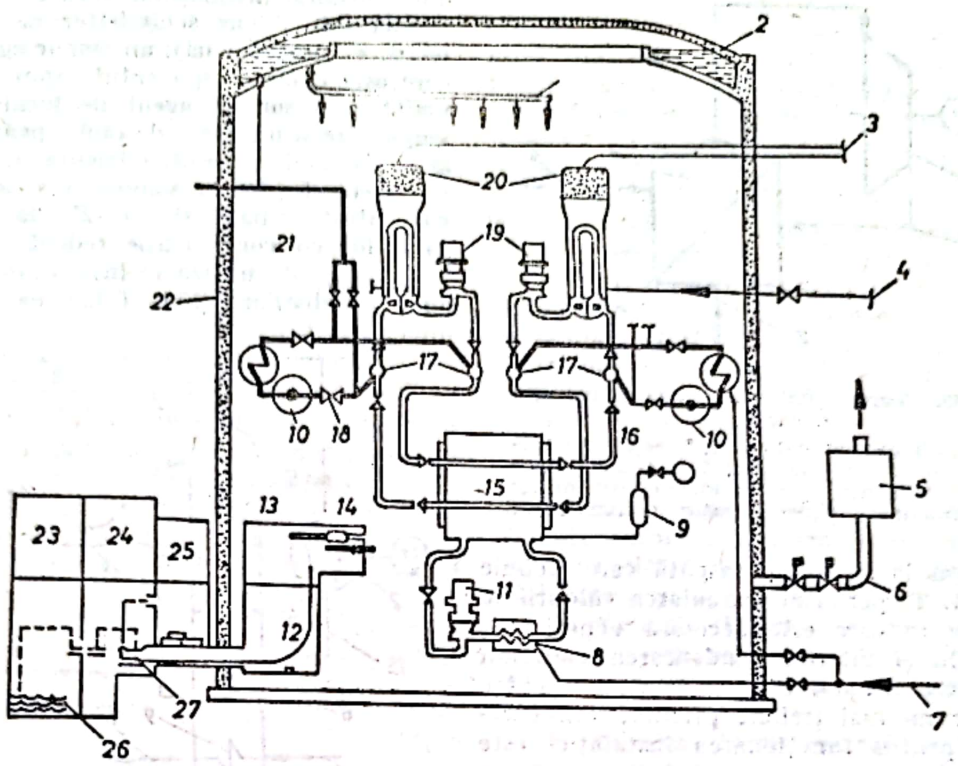


Fig. T.39. Anvelopa la centrala nucleară electrică CANDU-PHWR:
1 — sistem de stropire; *2* — bazin; *3* — conducte de abur; *4* — apă de alimentare; *5* — sistem de filtrare a aerului evacuat; *6* — evacuarea aerului; *7* — apă tehnică; *8* — răcitorul moderatorului; *9* — sistem de oprire cu absorbant lichid; *10* — pompă; *11* — pompa moderatorului; *12* — canal de transfer; *13* — cameră de descărcare; *14* — tub de descărcare pentru combustibilul uzat; *15* — reactor nuclear; *16* — circuit primar; *17* — colectoare; *18* — sistem de răcire la oprire; *19* — pompe principale de circulație; *20* — generatoare de abur; *21* — sistem de răcire la avaria zonei active; *22* — anvelopă; *23* — bazin de depozitare; *24* — bazin de recepție; *25* — bazin de combustibil defect; *26* — rastele de depozitare; *27* — combustibil defect.

reducerea distanțelor de excluziune între CNE și localitățile învecinate.

TERMOCHIMIE. Capitol al termodinamicii chimice, care se ocupă cu aplicațiile principiului I al termodinamicii la reacțiile chimice, adică cu studiul căldurilor ce însoțesc reacțiile chimice (efecte termice de reacție izocore $\Delta^r u$, efecte termice de reacție izobare $\Delta^r H$, călduri de formare $\Delta^f H$, călduri de ardere $\Delta^a H$). În sarcina t. intră, de asemenea, măsurarea căldurilor ce însoțesc transformările de fază. La baza t. stă legea lui Hess (1840) consecință a faptului, că schimburile de căldură ce însoțesc reacțiile chimice au loc cu respectarea principiului I al termodinamicii (a legii conservării energiei): cantitatea de căldură degajată sau absorbită în cursul unei transformări chimice este aceeași, indiferent dacă transformarea are loc direct sau prin etape intermediare. Ca urmare a legii lui Hess, ecuațiile termochimice pot fi adunate și scăzute ca și ecuațiile algebrice. O aplicație practică a legii lui Hess este calcularea căldurii de reacție pentru un proces imposibil de realizat pe cale directă, folosindu-se în acest scop determinările experimentale care dau căldurile de reacție ale etapelor indirecte.

Datele t. sînt utilizate în chimia teoretică și în practică pentru dimensionarea aparaturii, în bilanțuri termice, în optimizarea proceselor.

TERMOCINETICĂ. v. Termodinamică.

TERMOCOMPRESOR. Instalație de pompă de căldură cu ajutorul căreia căldura de condensare a vaporilor unei soluții este utilizată pentru vaporizarea soluției însăși.

În principiu, instalația este formată dintr-un schimbător de căldură în care agentul secundar este o soluție, din care prin încălzire vaporizează unul sau mai mulți componenți (Fig. T.40). Vaporii sînt comprimați într-un compresor și constituie agentul primar, care prin condensare, cedează căldură soluției care se vaporizează. Mărimea presiunii vaporilor determină creșterea corespunzătoare a presiunii de saturație, astfel încît se obține diferența de temperatură necesară pentru realizarea transferului de căldură de la vaporii care se

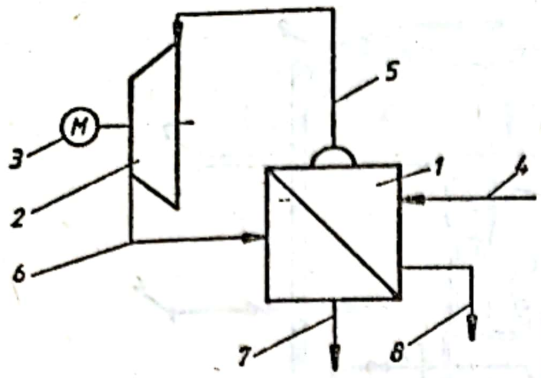


Fig. T.40. Termocompresor cu compresor mecanic:
1 — schimbător de căldură; *2* — turbocompresor; *3* — motor electric; *4* — soluție brută; *5* — vapori; *6* — vapori comprimați; *7* — condensat; *8* — soluție concentrată.

condensează la soluția proaspătă care trebuie vaporizată. **T.** permite recircularea căldurii în instalațiile în care este necesară vaporizarea unei soluții și ulterior condensarea vaporilor obținuți. Ca urmare, căldura necesară pentru vaporizare nu mai trebuie preluată din exterior, iar pentru funcționarea instalației este necesară numai energia cerută de funcționarea compresorului. Deoarece condițiile de transfer de căldură sînt favorabile pe ambele părți ale suprafeței de schimb de căldură, sînt suficiente diferențe de temperatură relativ mici (5…15°) între temperaturile de saturație ale vaporilor refulați și, respectiv, aspirați de compresor. Raportul de comprimare are, deci, valori reduse.

După tipul compresorului folosit, se deosebesc **t.** cu compresor mecanic (Fig T.40) și cu compresor cu jet (Fig. T.41). Față de celelalte tipuri de instalații folosite pentru vaporizarea soluțiilor, **t.** prezintă următoarele avantaje: consum redus de energie (uneori sub 5% din consumul instalațiilor obișnuite); instalație simplă (un singur schimbător de căldură] în loc de cel puțin două); un singur agent termic, care este chiar componentul supus vaporizării, nefiind necesar un agent de încălzire pentru vaporizare și un agent de răcire pentru condensare. În mod obișnuit, eficiența reală a **t.** are valori de 5…10 la vaporizarea soluțiilor cu concentrație mare și 15…25 la vaporizarea soluțiilor cu concentrație redusă.

T. se poate utiliza în instalațiile de vaporizare, de distilare (Fig. T.42), de concentrare

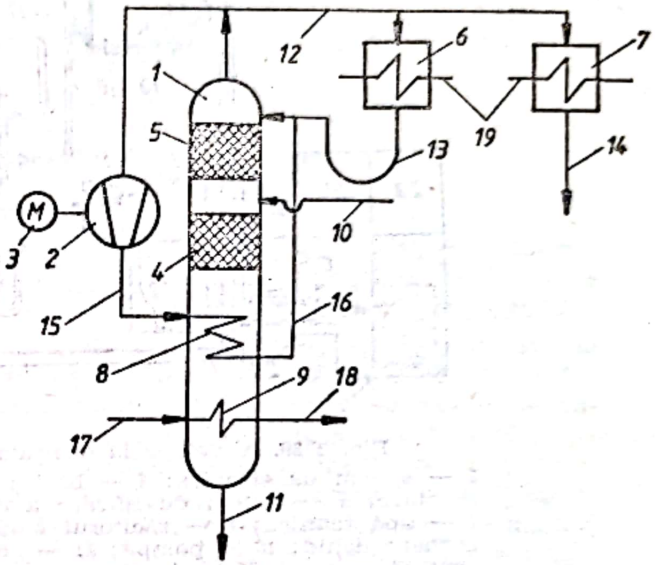


Fig. T.42. Coloană de distilare cu termocompresor:
1 — coloană; *2* — compresor; *3* — motor electric; *4* — zonă de separare; *5* — zonă de rectificare; *6* — deflegmator; *7* — răcitor; *8* — serpentină de încălzire; *9* — serpentină de încălzire secundară (pentru punere în funcțiune); *10* — soluție brută; *11* — component care se separă; *12* — vapori; *13* — component deflegmat; *14* — component condensat (produs finit); *15* — vapori comprimați; *16* — reflux; *17* — abur de încălzire (la punere în funcțiune); *18* — condensat; *19* — apă de răcire.

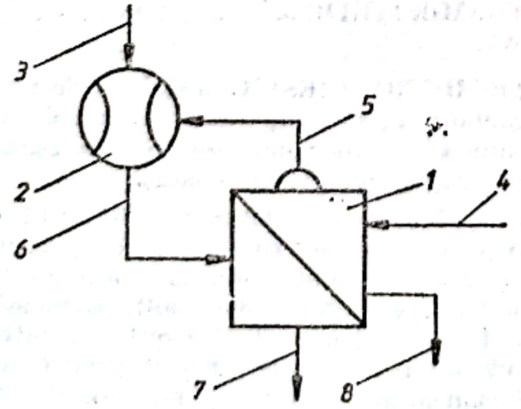


Fig. T.41. Termocompresor cu compresor cu jet (cu ejector):
1 — schimbător de căldură; *2* — ejector; *3* — abur de antrenare; *4* — soluție brută; *5* — vapori; *6* — vapori comprimați; *7* — condensat; *8* — soluție concentrată.

și de rectificare. **T.** se folosește curent în industriile chimică și petrochimică (ex.: la instalațiile de distilare fracționată, fabrici de coloranți), în industria farmaceutică, în industria alimentară (ex.: în fabrici de zahăr, de lapte praf, de lapte condensat, de conserve și sucuri de fructe), la prepararea apei potabile din apa de mare sau din ape uzate etc.

TERMOCUPLU (Sin.: Termoelement). v. Cuplu termoelectric

TERMODIFUZIE. Dezvoltarea unui gradient de concentrație într-un amestec de gaze diferite, datorită apariției în masa lui a unui gradient de temperatură. Fenomenul a fost pus în evidență pe cale experimentală în 1917 de către Chapman și Dootson. Experiențele lor au constat în introducerea unor amestecuri

Scanned with OKEN Scanner

binare de gaze într-un recipient prevăzut la capete cu două compartimente. Cele două compartimente erau menținute un timp la temperaturi diferite. La terminarea experienței, analiza amestecurilor de gaze a arătat că acestea se îmbogățesc în gazul ușor în compartimentul cu temperatura mai ridicată și în gazul greu în comportamentul cu temperatură mai scăzută. Compoziția unui amestec ce conținea inițial 43,1 % H_2 și 56,9 % CO_2, compartimentele cald și rece fiind menținute la temperaturile de 230 și respectiv 10°C, după terminarea experienței s-a modificat după cum urmează: în compartimentul rece 41,3 % H_2 și 58,7 % CO_2. Gradientul de temperatură a generat, deci, un gradient de concentrație.

Fenomenul de **t.** stă la baza metodelor de separare a gazelor (prin **t.**). Un astfel de dispozitiv constă dintr-un tub cilindric de sticlă în centrul căruia se introduce o spirală de platină încălzită electric (Fig. T.43). Prin racordul

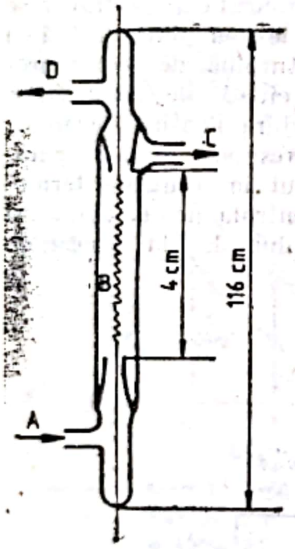


Fig. T.43. Dispozitiv de separare a gazelor prin termodifuzie.

A se introduce amestecul de gaze. Între spirală și peretele rece apare un gradient de temperatură transversal ce determină apariția **t.** Amestecul care iese prin deschiderea *C*, fiind în contact cu peretele rece, este mai bogat în componentul greu, iar amestecul care iese prin deschiderea *D*, venind din regiunea centrală, apropiată de spirala de platină, se îmbogățește în componentul ușor.

Fenomenul **t.** a fost pus în evidență și la soluții. Astfel, o soluție de sulfat de sodiu, aflată într-un recipient cu pereții la diferite temperaturi, prezintă în masa ei concentrații diferite.

T. este un fenomen de transport cuplat, caracterizat prin aceea că gradientul de temperatură generează mai multe fluxuri, și anume: un flux termic și unul de masă.

TERMODINAMICA. Știința generală despre energie și conversia acesteia dintr-o formă în alta. Obiectul său îl constituie studiul mișcării termice și interdependența acesteia cu celelalte forme de mișcare (mecanică, chimică, electrică, magnetică, electrotehnică, electromagnetică etc.).

T. este o știință axiomatică factuală (bazată pe faptele experimentale). Axiomele sînt patru la număr și se numesc principiile **t.**: zero, I, II, III (v. Principiile termodinamicii). **T.** se împarte în două părți: **t.** fundamentală și **t.** aplicată. Cea din urmă se subîmparte în trei părți, funcție de domeniul aplicațiilor: **t.** fizică, **t.** chimică și **t.** tehnică.

T. fizică studiază bazele teoretice generale aplicate la diverse interacțiuni, procese și sisteme fizice (dielectrică, magnetică, plasmă, radiație termică, fenomene termoelectrice, termomagnetice, capilaritate, tensiune superficială etc.) privite prin prisma principiilor **t.**

T. chimică studiază interacțiuni, procese și sisteme chimice (soluții, reacții chimice, echilibre chimice) privite prin prisma principiilor **t.**

T. tehnică (termotehnica) studiază interacțiuni, procese și sisteme tehnice (căldura, lucrul mecanic, conversia reciprocă a acestora, aplicarea principiilor **t.** la mașinile termice: motoare cu ardere internă, compresoare, turbine cu abur, turbine cu gaze, instalații frigorifice, pompe de căldură etc.) privite prin prisma principiilor **t.**

Din punct de vedere al fenomenelor studiate și al caracterului lor, mai există o subîmpărțire a **t.** (mai puțin utilizată, dar care reflectă totuși anumite particularități esențiale ale proceselor studiate) în următoarele trei părți:

Termostatica, numită și **t.** clasică, studiază stările de echilibru și procesele de echilibru fără a lua în considerație forțele termodinamice care le declanșează;

T. studiază procesele energetice pe baza forțelor termodinamice (cauza acestor procese) și a fluxurilor termodinamice (efectul proceselor), numită și **t.** fenomenologică ireversibilă (Onsager, Prigogine), a cărei dezvoltare a început abia în anul 1930.

Termocinetica studiază procesele de propagare a căldurii și aplicațiile lor tehnice, numită și transmiterea căldurii.

TERMOENERGETICĂ. Domeniu al energeticii, care tratează problemele producerii, transportului și utilizării căldurii, în vederea dimensionării și funcționării optime tehnico-economic a tuturor elementelor componente ale unui ansamblu, proces sau instalații tehnologice. **T.** are ca principală preocupare procesele care implică, într-o formă sau alta, căldura și combustibilii convenționali.

Scanned with OKEN Scanner

T. cuprinde trei subdomenii principale: producerea căldurii, transportul căldurii, utilizarea căldurii în diverse scopuri. Tratarea oricărei probleme specifice unuia din aceste subdomenii trebuie făcută ținînd seama de efectele asupra celorlalte printr-o analiză de sistem. Producerea energiei are la bază utilizarea diverselor cicluri termodinamice. Transportul căldurii de la sursă la consumator se bazează pe problemele de curgere a fluidelor și procesele de transfer de căldură. Utilizarea căldurii are la bază procesele din instalațiile termotehnice ale consumatorilor.

În t. problema principală o constituie folosirea rațională a energiei termice în industrie. Pentru aceasta trebuie plecat de la procesul tehnologic al consumatorului și analizată problema energetică în ansamblu consumator-sursă, cu efecte asupra economiei naționale.

Pentru aceasta sînt necesare:

a) Ameliorarea randamentelor de utilizare a combustibililor, care presupune: procese tehnologice moderne, înzestrarea întreprinderilor cu instalații de înaltă productivitate; îmbunătățirea utilizării combustibililor și energiei în întreprinderile industriale existente; normarea consumurilor de energie;

b) Înlocuirea agregatelor, proceselor sau tehnologiilor vechi, care nu pot fi modernizate;

c) Raționalizarea gospodăriei termice prin crearea unor surse comune de căldură pentru mai multe unități învecinate;

d) Utilizarea resurselor energetice secundare ale proceselor și întreprinderilor industriale.

TERMOFICARE. Proces tehnic de producere combinată a energiei electrice și căldurii și de livrare a căldurii dintr-o sursă centralizată. Dezvoltarea t. se datorește următorilor factori: realizarea de economii importante de combustibil; contribuție la depoluarea atmosferei (gazele de ardere sînt evacuate prin coșuri unice înalte, în locul a numeroase coșuri mici), posibilitatea folosirii de cărbuni în locul combustibililor gazoși sau lichizi.

Aburul care părăsește turbina de t. la o temperatură corespunzătoare cerințelor consumatorului este folosit în scop util și prin aceasta dispare o mare parte din pierderea de căldură Q_2 a ciclului termic. T. este astfel considerată ca metodă de ameliorare a randamentului de folosire a căldurii într-un ciclu. În figura T.44 este reprezentată în diagrama *T-s* ciclul termic al unei instalații cu turbină cu abur cu t. pentru cazul în care tot aburul care a traversat turbina este preluat la ieșirea din turbină și trimis la consumator (turbină de contrapresiune), comparativ cu ciclul de condensație și cu producerea de căldură într-un cazan de încălzire. Diagramele presupun aceiași parametri inițiali ai aburului la centrala termoelectrică (CTE) și la centrala de t. (CET) și nereturnarea condensatului de la consuma-

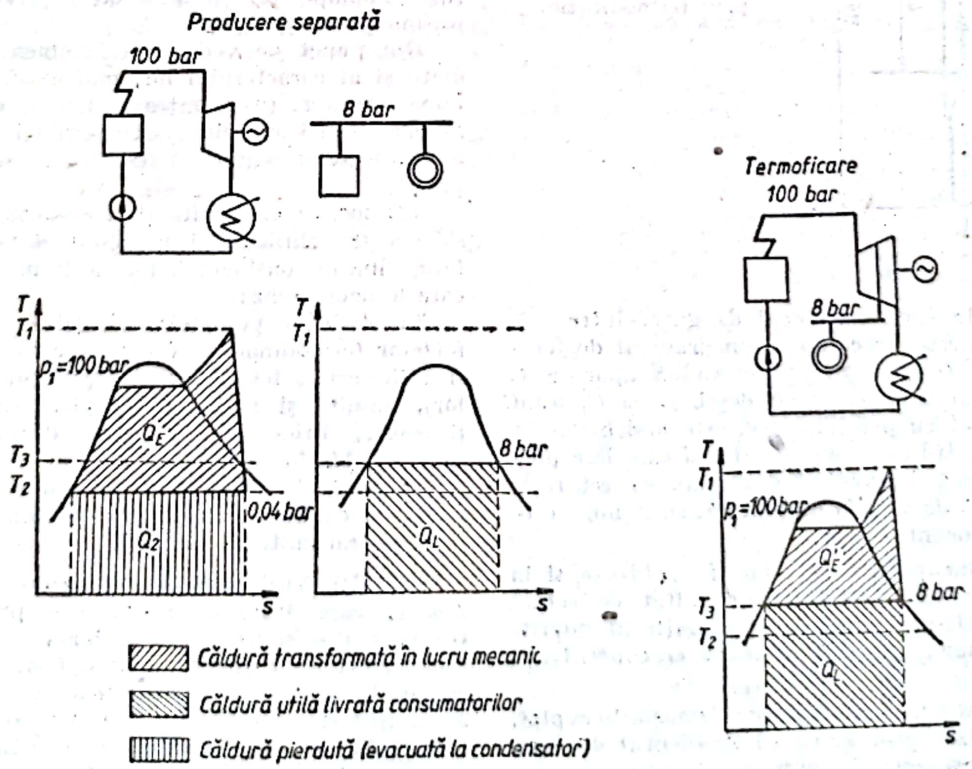


Fig. T.44. Diagrama T-s pentru producerea energiei electrice și a căldurii, separat și prin termoficare.

torul de căldură. Randamentul termic în cazul ciclului de condensație este $\eta_t = 1 - (|Q_2|/Q_1)$, pentru instalația de încălzire $\eta_t = 1$, iar pentru ciclul de t. este $\eta_t = (|Q'_E + Q'_L|)/Q_1 = 1$.

În comparație cu ciclul de condensație se constată, însă, că oprind destinderea la o presiune superioară, puterea specifică produsă este mai redusă, cu atît mai mult, cu cît consumatorul are nevoie de o temperatură mai ridicată a aburului. În diagrama din figura T.45 este arătată variația producției de energie electrică

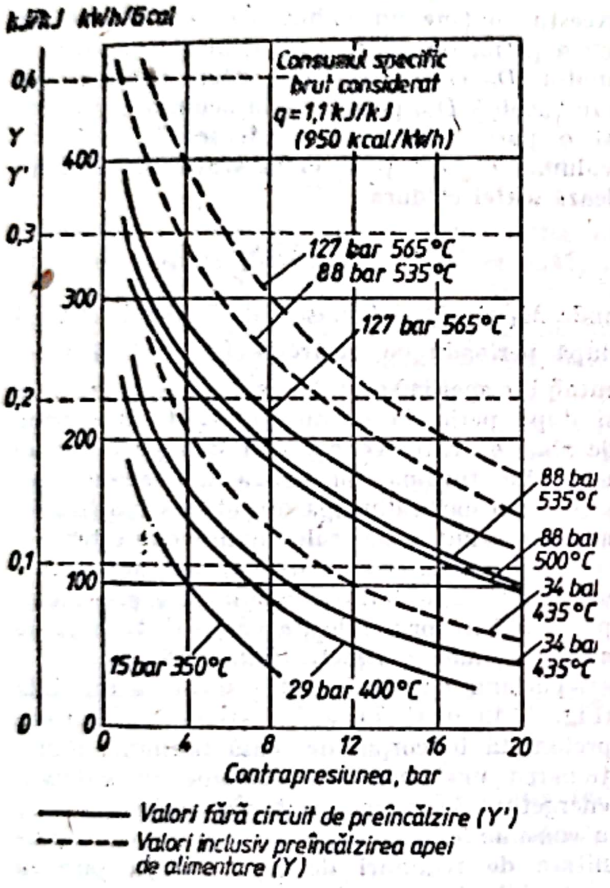


Fig. T.45. Variația indicelui de termoficare cu parametri inițiali (la intrarea în turbină) și contrapresiune (la ieșirea din turbină).

P_T în raport cu căldura livrată prin t., Q_T, pentru turbine cu contrapresiune. Acest raport se definește ca indice de t. și are expresia:

$$Y = \frac{P_T}{Q_T} \text{ [kWh/kcal]}.$$

Indicele de t. Y are o influență deosebită asupra eficienței economice a t.

Economia de combustibil realizată prin t. Considerînd două situații echivalente în privința livrării de căldură și de energie electrică, cu notațiile din figura T.46, cantitățile de combustibil consumate la producerea separată a căldurii și în cazul t. sînt următoarele:

— la producerea separată:

$$B_{SEP} = \frac{1}{H_i}\left(\frac{Q_T}{\eta_{CT}} + Eq_{CTE}\right);$$

— la producerea combinată în CET:

$$B_{CET} = \frac{1}{H_i}\left[\frac{Q_T}{\eta_C \eta_R} + E_T q_{T,\,CET} + (E - E_T) q_{C,\,CET}\right]$$

Economia de combustibil care rezultă prin t. este:

$$\Delta B = B_{SEP} - B_{CET} = \frac{1}{H_i}\left[Q_T\left(\frac{1}{\eta_{CT}} - \frac{1}{\eta_C \eta_R}\right) + E_T(q_{CTE} - q_{T,\,CET}) - (E - E_T)(q_{C,\,CET} - q_{CTE}) = \right.$$

$$= \frac{Q_T}{H_i}\left[\left(\frac{1}{\eta_{CT}} - \frac{1}{\eta_C \eta_R}\right) + Y(q_{CTE} - q_{T,\,CET})\right] - \frac{E - E_T}{H_i} q_{C,\,CET} - q_{CTE},$$

unde: Q_T este căldura livrată; E — energia electrică totală livrată; H_i — puterea calorifică inferioară a combustibilului; η_{CT} — randamen-

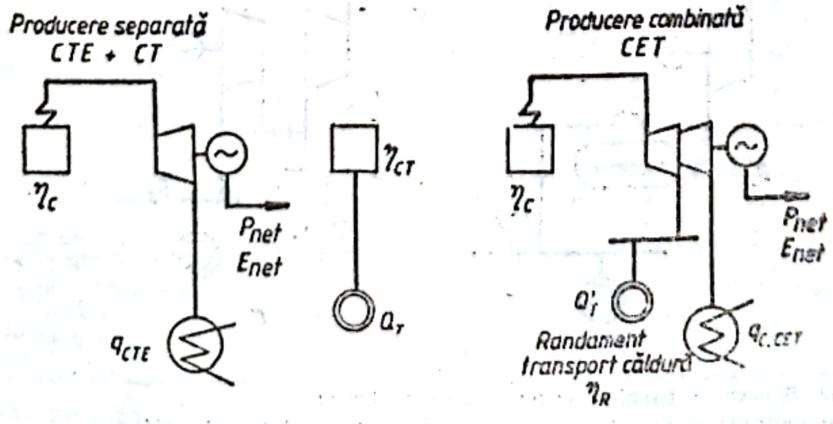


Fig. T.46. Scheme comparative de producere a energiei electrice și căldurii: a — producere separată; b — producere combinată în termoficare cu turbină de contrapresiune.

tul centralei termice (CT) la producerea separată; η_C — randamentul mediu al cazanelor de abur în CET; η_R — randamentul rețelei de transport al căldurii; E_T — energia electrică produsă în t.; $E_C = E - E_T$ — energia electrică produsă în condensație de turbina de t.; q_{CTE} — consumul specific net al centralei de condensație; $q_{T,CET}$, $q_{C,CET}$ — consumul specific net pentru energia electrică produsă de CET în t,. respectiv, în condensație. Diferența produsă de termenul $(1/\eta_{CT}) - (1/\eta_C \eta_R)$ are o influență limitată, deoarece randamentul cazanelor din centralele termice a atins în prezent valori destul de ridicate (0,80—0,87). Principala economie de combustibil se face pe seama energiei produse în t., deoarece în prezent diferența de consum specific net este în medie $q_{CTE} - q_{T,CET} = 1{,}3 \cdots 1{,}5$ kJ/kJ (1 100—1 300 kcal/kWh), așa cum se poate urmări și din figura T.47. Exprimate în unități practice aceste economii sînt de 90—100 kg c.c. pentru 1 Gcal livrată din marile centrale de t. urbană (la un indice de t. $Y = 500 \cdots 550$ kWh/Gcal).

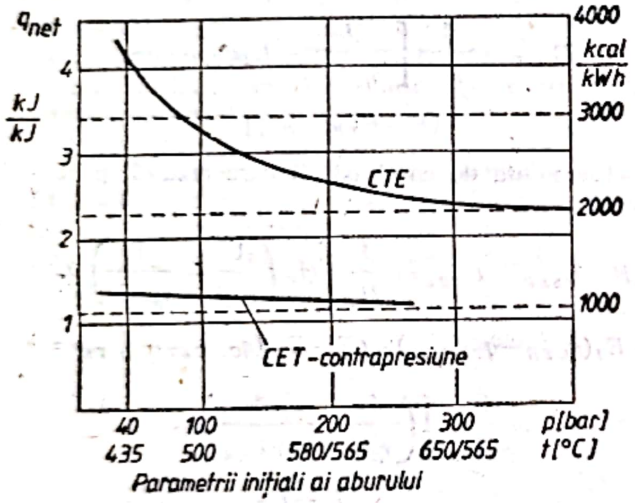


Fig. T.47. Variația consumului specific net la centralele de condensație și la cele de termoficare (în regim de contrapresiune).

Scheme de centrale de t. Livrarea căldurii la consumator se poate face cu ajutorul turbinelor cu contrapresiune sau a turbinelor cu condensație și prize reglabile de abur. La turbinele cu contrapresiune (Fig. T.48, *a*) puterea electrică livrată este strict dependentă de debitul de abur furnizat în rețeaua de t.

O independență între puterea electrică și debitul de căldură se poate obține intercalînd între ieșirea din turbină și consumatorul de căldură un acumulator de căldură (Fig. T.48, *b*). Acesta conține un volum de apă în contact cu o pernă de abur. Cînd debitul spre consumator D_C este mai redus decît debitul ieșit din turbină D_T, presiunea în acumulator crește și o parte din abur condensează, încălzind volumul de apă pînă la saturație. Se acumulează astfel căldura:

$$Q_{ac} = M_1 h_1^1 - M_2 h_2^2 \text{ [kJ]},$$

unde M_1 și M_2 sînt masele de lichid înainte și după perioada de încărcare [kg], h_1^1 și h_2^1 — entalpiile apei la saturație la presiunea dinainte și după perioada de încărcare. Cînd cererea de abur de către consumator depășește pe cel ieșit din turbină, presiunea din acumulator scade și o parte din apa din el se vaporizează, aceasta avînd astfel rolul unui volant termic.

Cînd consumatorul de căldură are nevoie de două presiuni de abur diferite, aceasta se poate obține prin folosirea a două turbine cu contrapresiune distincte (Fig. T.48, *c*).

Turbina cu condensație și priză reglabilă (Fig. T.49, *a* și *b*) are destinderea aburului prelungită în corpul de joasă presiune. Funcționarea unei astfel de turbine în sistemul energetic este independentă de cererea de abur a consumatorului. Turbina poate avea o infinitate de regimuri de lucru, după puterea

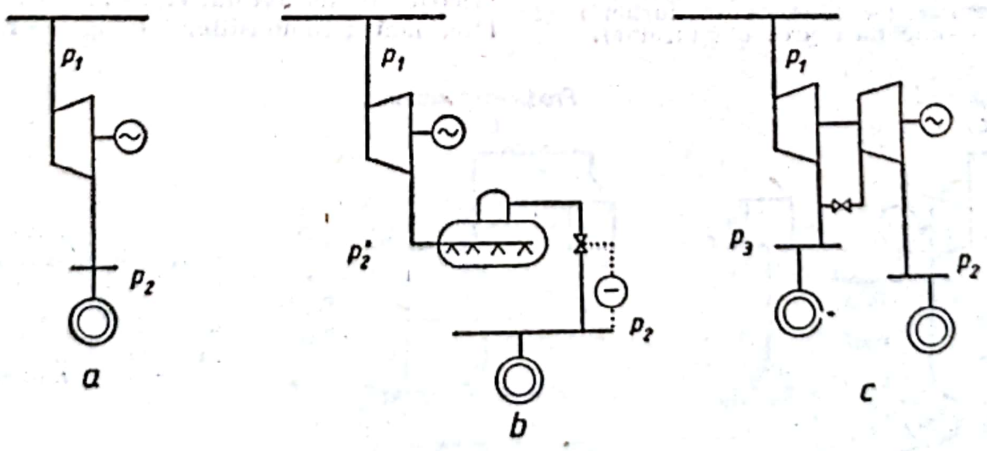


Fig. T.48. Schemele turbinelor cu contrapresiune:
a — cu contrapresiune simplă; *b* — cu contrapresiune și acumulator de căldură; *c* — cu contrapresiune și priză reglabilă (două presiuni de consum).

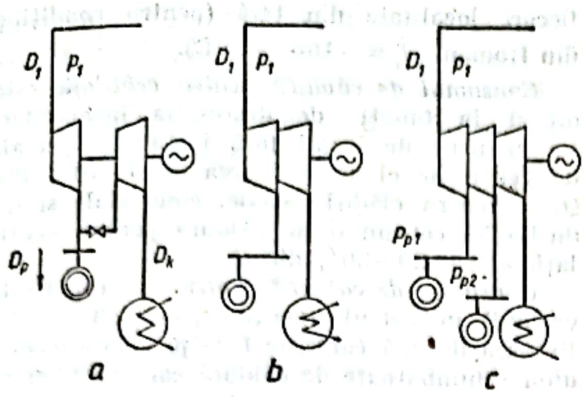


Fig. T.49. Turbină cu condensaţie şi priză reglabilă:
a — cu o priză reglabilă şi două corpuri; *b* — cu o priză reglabilă şi un corp (reprezentare simplificată); *c* — cu două prize reglabile.

electrică şi debitul de abur cerut. Turbina cu condensaţie şi două prize reglabile (Fig. T.49, *c*) are prima priză la presiunea p_{p_1} cuprinsă în domeniul 7—15 bar şi serveşte la alimentarea consumatorilor cu regim ridicat de presiune, iar cea de a doua priză la presiunea p_{p_2} de 0,7—2 bar pentru încălzirea urbană. Randamentul intern al turbinelor cu condensaţie şi priză reglabilă este mai coborît decît cel al turbinelor cu condensaţie, deoarece fiecare regulator de priză constituie o rezistenţă în calea curgerii aburului şi produce căderea de presiune prin laminare, notată cu Δp_1 şi Δp_2 în diagrama din figura T.50.

Regimurile limită ale turbinei cu condensaţie şi priză reglabilă pot fi puse în evidenţă

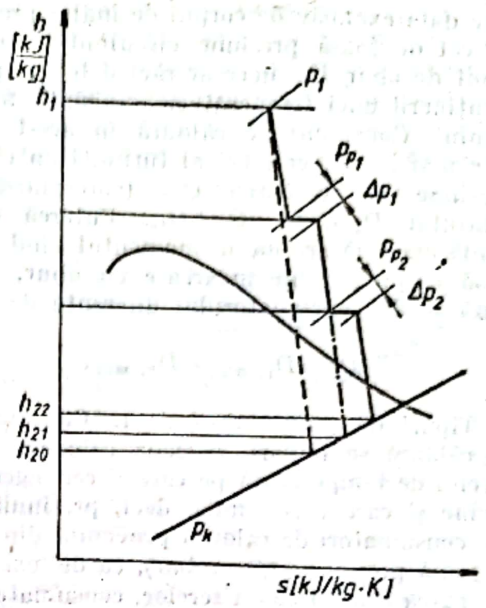
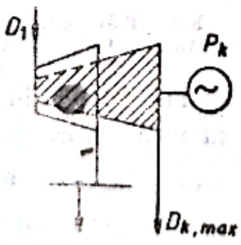
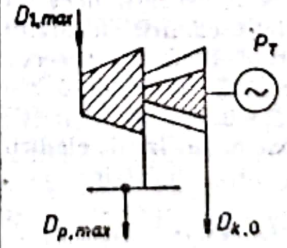
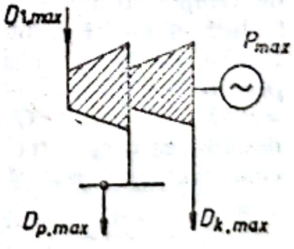


Fig. T.50. Destinderea în turbina cu condensaţie şi prize reglabile în diagrama *i—s*.

prin analiza din tabelul T.5. Puterea disponibilă în regim de condensaţie P_k, obţinută cînd prin corpul de joasă presiune trece debitul maxim $D_{k,\,max}$, depinde de dimensionarea acestuia. Puterea turbinei poate fi mai mică, egală sau mai mare decît puterea disponibilă în regim de t. Funcţionînd în regim de condensaţie, grupul va avea un consum specific mai mare decît grupul special cu condensaţie cu aceiaşi parametri iniţiali şi finali ai aburului. Puterea disponibilă a turbinei în regim de t.

Tabelul T.5

Regimurile limită ale turbinei de termoficare cu condensaţie şi priză reglabilă

Regimul	Condensaţie pură	Termoficare (maxim)	Putere maximă
Schema de funcţionare			
Caracterizarea debitelor — la condensator — la intrarea în turbină — la priză	$D_k = D_{k,\,max}$ $D_1 < D_{1,\,max}$ $D_p = 0$	$D_k = D_{k0}$ (minim) $D_1 = D_{1,\,max}$ $D_p = D_{p,\,max}$	$D_k = D_{k,\,max}$ $D_1 = D_{1,\,max}$ $D_p = D_{1,\,max} - D_{k,\,max}$
Puterea disponibilă	P_k	P_T	P_{max}

este dată exclusiv de corpul de înaltă presiune, în cel de joasă presiune circulînd numai un debit de abur D_{ko} necesar răcirii lui, respectiv menținerii unei temperaturi admisibile a paletajului. Consumul de căldură în acest regim este mai mare decît cel al turbinei cu contrapresiune cu valoarea Q_{ko} (corespunzătoare debitului D_{ko}): $Q_1 = Q_T + Q_{ko}$. Puterea disponibilă maximă are loc în momentul cînd amîndouă corpurile sînt încărcate cu abur, iar la priză se dă consumatorului diferența de debit

$$D_p = D_{1,\ max} - D_{k,\ max}.$$

Tipuri de consumatori de t. Consumatorii de căldură se împart în două categorii după nivelul de temperatură pe care îl cer agentului termic și care corespunde, deci, presiunii prizei: consumatori de căldură provenită din abur de joasă presiune (0,7—2 bar), ca de exemplu, încălzirea urbană sau a serelor; consumatori de abur de presiune ridicată (6—15 bar), de obicei, consumatori industriali, care folosesc aburul în scopuri tehnologice.

Caracteristicile de consum ale acestor consumatori sînt următoarele: consumatorii de încălzire (urbani) au un consum de căldură sezonier, durată redusă de utilizare a vîrfului de consum ($\tau_u = 2\,000 \cdots 2\,500$ h/an), indice de t. ridicat; consumatorii tehnologici au un consum de căldură proporțional cu producția industrială, practic constant în timpul anului, variații zilnice de consum în funcție de procesul tehnologic, durată mare de utilizare a vîrfului de consum ($\tau_u = 4\,000 \cdots 6\,000$ h/an), indice de t. mai coborît, folosirea parțială sau integrală a agentului de transport al/ căldurii aburului, restituind numai parțial condensatul.

T. u r b a n ă. Consumul de căldură urban se împarte în următoarele trei categorii: pentru încălzire, pentru ventilație și pentru alimentarea cu apă caldă.

Consumul de căldură pentru încălzire depinde de temperatura exterioară a aerului, deci de factori climatici și de tipul clădirii încălzite. Pentru un volum construit V [m³], deservit prin t. și o pierdere specifică de căldură $x = 0{,}35 \cdots 0{,}7$ W/m³·°C (0,3—0,6 kcal/m³·h·°C) definită ca o caracteristică a încălzirii clădirii consumul de căldură pentru încălzire este:

$$Q_{inc} = xV(t_i - t_e) \text{ [W]},$$

unde t_i este temperatura aerului din încăperi [°C], stabilită prin norme în funcție de natura încăperii (de exemplu, pentru locuințe temperatura interioară de confort $t_i = 18$°C), iar t_e — temperatura exterioară a aerului [°C]. Cantitatea de căldură maximă se deduce pentru o temperatură exterioară de calcul t_e^c, definită pe baze statistice prin STAS 1907-77 pentru fiecare localitate din țară (pentru condițiile din Romania $t_e^c = -16 \cdots -19$°C).

Consumul de căldură pentru ventilație este diferit în funcție de destinația încăperilor. La clădirile de locuit fără instalații speciale de ventilație el are valoarea de 5—10% din Q_{inc}. Pentru clădiri sociale, comerciale și industriale, consumul de căldură pentru ventilație atinge 20—30% din Q_{inc}.

Consumul de căldură pentru apă caldă este variabil în cursul unei zile; întrucît practic livrarea de apă caldă se face prin intermediul unor schimbătoare de căldură care au efect de acumulare, se poate considera acest consum cu valoare constantă, cu suficientă exactitate pentru producătorul de căldură.

În figura T.51, *a* sînt arătate curbele clasate anuale ale temperaturii exterioare și consumului de căldură. Sînt trasate separat consumurile orare pentru încălzire Q_{inc}^h și ventilație Q_{vent}^h, dependente de temperatura exterioară, consumul orar pentru apă sanitară Q_h^s și consumul orar total rezultat Q_{tot}^h.

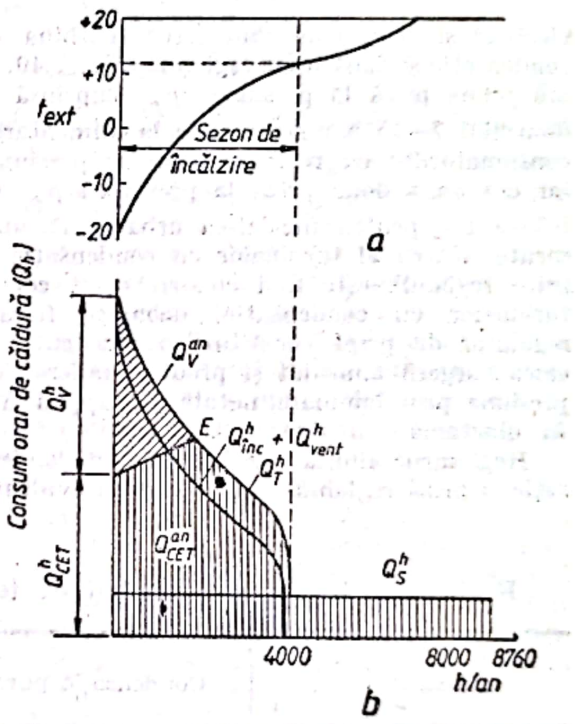


Fig. T.51. Curba clasată anuală a temperaturii (*a*) și a consumului orar de căldură (*b*).

Turbinele centralei de t. care acoperă o asemenea curbă de sarcină nu se dimensionează pentru valoarea vîrfului maxim al consumului de căldură. O asemenea situație ar fi neeconomică, deoarece în tot restul anului instalațiile ar funcționa neîncărcate. Capacitatea de livrare a căldurii din turbine se dimensionează pentru a acoperi cantitatea orară de

căldură Q^h_{CET}, mai mică decît cantitatea orară maximă. Diferența se preia prin instalații de vîrf, care la momentul consumului maxim livrează cantitatea de căldură Q^h_V. Se numește coeficient orar de t. raportul:

$$\alpha_h = \frac{Q^h_{CET}}{Q^h_{CET}+Q^h_V}.$$

Cantitatea de căldură livrată anual din prizele turbinelor (suprafața Q^{an}_{CET} haşurată vertical în figura T.51, *b*) raportată la cantitatea anuală totală de căldură (suprafața $Q^{an}_{CET}+Q^{an}_V$) reprezintă coeficientul anual de t.:

$$\alpha_{an} = \frac{Q^{an}_{CET}}{Q^{an}_{CET}+Q^{an}_V}.$$

Mărimea coeficientului anual de t. este dependentă de mărimea coeficientului orar. Coeficientul orar de t. optim depinde de alura curbei de consum, de indicele de t. și de prețul combustibilului și are valoarea obișnuită $\alpha^{opt}_h = 0{,}4\cdots0{,}5$, ceea ce corespunde unui coeficient anual $\alpha_{an} = 0{,}85\cdots0{,}88$.

Agentul termic pentru t. urbană poate fi: aburul, apa caldă (temperatura de ducere maxim 90°C, cea de întoarcere maxim 70°C) și apa fierbinte (temperatura de ducere maxim 130—180°C, cea de întoarcere maxim 65—70°C). Soluția cu abur, este mai puțin eficientă și mai greoaie în exploatare; soluția cu apă caldă este însă limitată numai la rețele de distribuție foarte scurte, la nivel de cvartal de locuințe, dat fiind că folosește debite mari de apă are nevoie de conducte mari. T. cu apă fierbinte constituie soluția cea mai eficientă.

Debitul maxim de apă în rețeaua de t. D_r este dat de ecuația bilanțului de căldură la vîrful de consum:

$$Q^h_{CET}+Q^h_V = D_r c_p (t_d - t_i),$$

unde t_d este temperatura apei din conducta de ducere, în °C, iar t_i — temperatura apei din conducta de întoarcere, în °C. În mod obișnuit, valoarea temperaturii maxime de ducere, care se realizează la temperatura exterioară de calcul, este în instalațiile din țara noastră de 150°C, cu temperatura corespunzătoare a returului de 67—70°C. Reglajul cantității de căldură livrate se face, prin reglajul calitativ al temperaturii pe toată durata sezonului de încălzire, menținînd debitul de apă D_r nemodificat. În timpul verii, temperatura apei în rețea este dictată de nevoia de a încălzi numai apa caldă menajeră și are valorile constante de circa 70/35°C, folosindu-se un debit redus. Diagrama de reglaj a temperaturii apei din rețeaua de t. în funcție de temperatura exterioară este arătată în figura T.52. Curbele temperaturilor din conductele de ducere și de întoarcere urmăresc liniile ce unesc punctele *A* (t_e=20°C) cu *B* pentru temperatura în conducta de ducere și *C* pentru conducta de întoarcere. Punctele *B* și *C* se află pe abscisa corespunzătoare temperaturii exterioare minime luată în calcul.

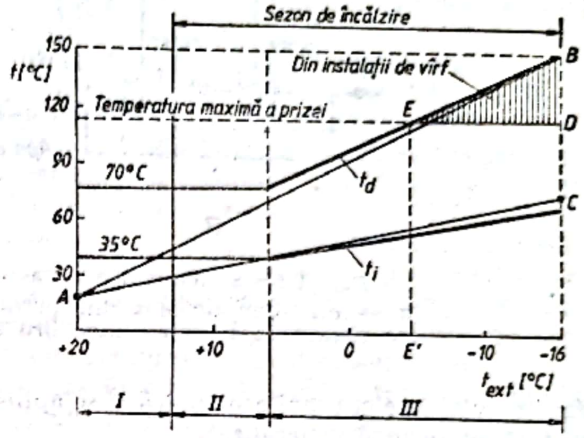


Fig. T.52. Diagrama de reglaj a rețelei de termoficare:
zona *I* — vara, *t*=const., debit redus de apă; zona *II* — funcționare intermitentă sau cu debit variabil a termoficării; temperatura din rețea depășește temperatura necesară la încălzire continuă cu debitul de iarnă; zona *III* — funcționare continuă, debit de apă practic constant.

Încălzirea apei de transport a căldurii cu abur de la priza unei turbine se face într-un schimbător de căldură, denumit schimbător sau boiler de bază. Nivelul de presiune de la priza turbinei definește nivelul maxim de temperatură al apei încălzite în boilerul de bază. Pentru presiunea de 2 bar, căreia îi corespunde temperatura de saturație t_s=120°C, temperatura maximă t_b este practic de circa 115°C.

Pentru preluarea cantității suplimentare de căldură necesară în perioada vîrfului de încălzire (Q^{an}_V în figura *T*.51, *b*) sînt posibile următoarele soluții: alimentare cu abur de la o a doua priză de presiune ridicată a turbinei, cu ajutorul unui schimbător de căldură (boiler) de vîrf (Fig. T.53, *a*); alimentare cu abur din rezerva de abur a cazanelor energetice prin reductor de presiune și un schimbător de căldură (boiler) de vîrf (Fig. T.53, *a*); cazane de apă fierbinte (CAF) pentru vîrf, instalate în serie cu schimbătoarele de căldură (boilerele) de bază ale turbinei (Fig. T.53, *b*). Cazanele de vîrf asigură, totodată, rezerva pentru alimentarea cu căldură a consumatorilor la ieșirea din funcțiune a turbinelor. Soluția cu ca-

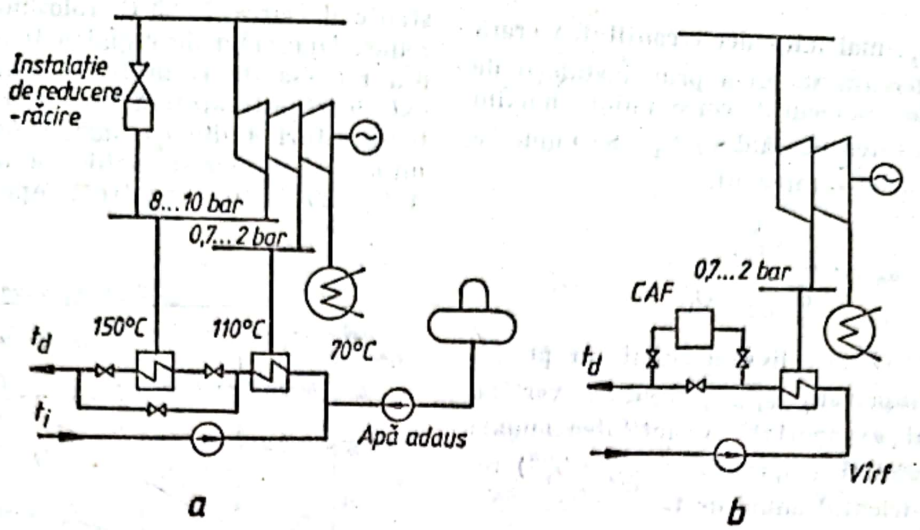


Fig. T.53. Scheme pentru asigurarea debitului de căldură de vîrf:
a — cu abur preluat din priza de presiune ridicată și prin reductor de presiune; *b* — cu încălzire suplimentară a apei în cazane de vîrf.

zane de vîrf este cea mai economică și se aplică în prezent în mod generalizat.

Livrarea căldurii consumatorilor urbani se face din puncte termice centrale pentru un grup de clădiri după schemele următoare:

a) Pentru încălzire, în circuit direct cu elevator de căldură (Fig. T.54, *a*) sau în circuit indirect cu schimbător de căldură (Fig. T.54, *b*), în rețeaua de t. a orașului București

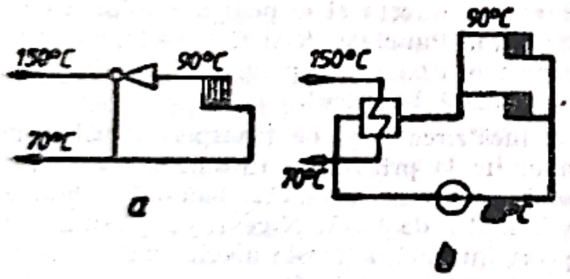


Fig. T.54. Schemele racordurilor pentru încălzire:
a — direct; *b* — indirect.

fiind aplicate ambele scheme. La schema directă, rețeaua internă a consumatorului este alimentată de apa din rețeaua de transport prin intermediul unui ejector, denumit elevator, care face un amestec între apa din conducta de ducere și cea de întoarcere pentru ca temperatura agentului de încălzire din radiatoare să nu depășească 90°C. În circuitul indirect cele două rețele sînt izolate, iar presiunea din radiatoare este independentă de presiunea din rețea. Această soluție este aplicată în special în rețele cu denivelări accentuate, precum și pentru alimentarea clădirilor înalte.

b) Pentru apă caldă, schema deschisă (Fig. T.55, *a*) și schema închisă (Fig. T.55, *b*).

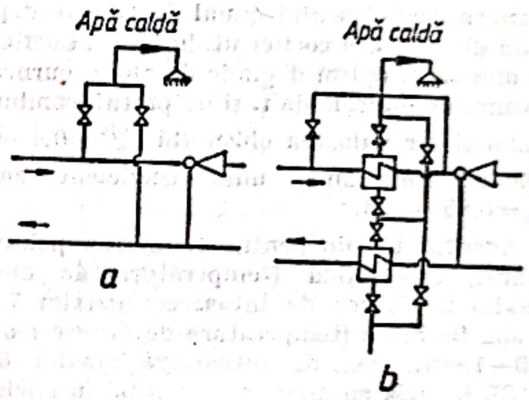


Fig. T.55. Schemele racordurilor de apă caldă:
a — deschisă; *b* — închisă, în două trepte.

În schema deschisă, se consumă direct apă caldă din rețeaua de t., ceea ce implică mărirea cantității de apă de adaos în rețea și existența unor condiții de potabilitate a apei. Această soluție este rațional aplicabilă în localitățile unde apa are un conținut redus de săruri dizolvate. În schema închisă, apa de consum este încălzită în schimbătoare de căldură de suprafață, ceea ce permite ca în rețeaua de termoficare să se folosească apă tratată chimic și degazată, care să nu corodeze țevile. În schemele moderne încălzirea se face în două trepte, utilizînd pe cît posibil nivelul de temperatură al apei din returul instalației de încălzire (Fig. T.55, *b*).

T. industrială. Consumatorii industriali folosesc în principal abur. Aburul necesar pentru vîrful de sarcină (dacă există) se asigură din rezerva cazanelor de abur suplimentare, la presiunea cerută de consumator.

La centralele de t. alimentînd marile platforme industriale, consumatorii de căldură au

un caracter mixt şi, ca urmare, o parte din căldură este livrată pentru tehnologie şi alta pentru încălzire. Aceasta contribuie mult la complexitatea centralelor de t.

TERMOGALVANOMETRU. v. Galvanometru termic

TERMOMANOMETRU. Instrument care indică şi, eventual, înregistrează simultan temperatura şi presiunea. De obicei, aparatul înglobează în aceeaşi construcţie un manometru cu element elastic (v. Manometru) şi un termometru manometric (v. Termometru), acele indicatoare fiind coaxiale.

TERMOMETRIC (sistem). Sistem care cuprinde două elemente: temperaturile fixe, utilizate la definirea unui interval fundamental de temperatură şi ipotezele utilizate la împărţirea în grade a intervalului considerat.

De exemplu, în sistemul Celsius, temperaturile fixe sînt: temperatura de topire a gheţii la presiune atmosferică normală (valoare considerată zero) şi temperatura de fierbere a apei distilate la presiune atmosferică normală (valoare considerată 100). În sistemul Fahrenheit, aceleaşi temperaturi fixe sînt considerate 32, respectiv 212. Ipoteza folosită pentru împărţirea intervalelor exemplificate, în grade, este aceeaşi, şi anume, dilatarea liniară a corpului t.

TERMOMETRIE. Disciplină care se ocupă cu metodele de măsurare a temperaturii corpurilor. Pentru determinarea respectivă se folosesc scările termometrice: Kelvin, Celsius, Fahrenheit şi Rankine (v. Scară de temperatură).

TERMOMETRU. Instrument cu ajutorul căruia se poate măsura temperatura unui corp. Pentru măsurarea temperaturii, t. folosesc fie variaţia cu temperatura a unei mărimi caracteristice a unui corp care face parte din construcţia instrumentului, numit corp termometric, fie variaţia cu temperatura a unei mărimi caracteristice a corpului a cărui temperatură se determină. O clasificare generală a t. este prezentată în tabelul T.6. Condiţiile pe care trebuie să le îndeplinească un t. sînt: să fie *fidel*, adică să indice exact temperatura corpului sau a mediului studiat; să fie *sensibil*, adică să pună în evidenţă şi mici variaţii ale temperaturii; să fie *rapid*, adică să prezinte inerţie termică cît mai mică (prin inerţie termică se înţelege perioada de timp necesară corpului termometric pentru a ajunge în condiţii de echilibru cu mediul sau corpul cu care este pus în contact). Inerţia termică a unui t. se precizează prin constanta de timp, care reprezintă timpul în care indicaţia t. se modifică cu un anumit procent din diferenţa dintre temperatura mediului şi temperatura iniţială a termometrului: $\tau=(1-1/e)\cdot\Delta t=0{,}632\Delta t$). T. nu pot îndeplini simultan toate aceste condiţii, astfel că, în funcţie de scopul urmărit, se utilizează t. care corespunde celei mai importante condiţii. În tabelul T.7 sînt prezentate caracteristicile generale ale principalelor tipuri de t.

Tabelul T.6

Clasificarea termometrelor

Metoda	Fenomenul utilizat	Denumirea instrumentului
Modificarea unei mărimi caracteristice a corpului termometric	Dilatarea volumică a corpurilor	Termometru cu lichid Termometru metalic Termometru bimetalic
	Variaţia presiunii unui fluid ca urmare a unei încălziri sau răciri izocore	Termometru manometric cu gaz Termometru manometric cu vapori Termometru manometric cu lichid
	Variaţia rezistenţei electrice a metalelor sau semiconductorilor	Termometru cu rezistenţă Termometru cu termistor
	Efectul termoelectric	Termometru cu termocuplu
Modificarea unei mărimi caracteristice a corpului a cărui temperatură se măsoară	Radiaţia termică a corpurilor	Termometru (pirometru) monocromatic Termometru (pirometru) de culoare Termometru (pirometru) de radiaţie totală

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul T.7

Caracteristici generale ale principalelor tipuri de termometre

Termometrul	Domeniul de măsurare			Poate fi utilizat la			Precizie
	Limite frecvente [°C]	Limite mai puțin frecvente [°C]	Limite speciale [°C]	Transm. la distanță	Înregistrare	Reglare	
Termometru de sticlă cu — lichid care udă — lichid care nu udă	 —38 ... 630 —200 ... 100	 —58 ... 1 050		 nu nu	 nu nu	 da nu	 0,01 15 gr.
Termometre metalice	0 ... 1 000			nu	da	da	1 ... 5%
Termometre bimetalice	—50 ... 450			nu	da	da	1 ... 5%
Termometre manometrice — cu lichid — cu vapori — cu gaz	 —35 ... 500 —50 ... 350 0 ... 500	 —200 ... 700	 —272 ... 1100	 da da da	 da da da	 da da da	 2% 1,5% 2%
Termometre cu rezistență — termorezistență de Pt — termorezistență de Cu — termorezistență de Ni — termistoare	 —200 ... 650 —50 ... 150 —50 ... 150 —100 ... 400	 —200 ... 850 —50 ... 180 —50 ... 130 —100 ... 650	 —260 ... 1100 —100 ... 1200	 da da da da	 da da da da	 da da da da	 0,5 ... 1%
Termometre cu termocuplu — term. Fe—Const. — term. Cromel—Alumel — term. PtRh(10%)—Pt	 —200 ... 400 0 ... 1 000 0 ... 1 500			 da da da	 da da da	 da da da	 1%
Pirometre monocromatice — fotoelectric — cu disp. filamentului	 800 ... 3 000 800 ... 3 000	 650 ... 5 000 650 ... 5 000	 nelimitat nelimitat	 da nu	 da nu	 da nu	 5 ... 30 gr.
Pirometre de culoare — cu egalarea culorii — cu compararea strălucirii	 1 150 ... 2 000 800 ... 2 200	 800 ... 2 500		 nu da	 nu da	 nu da	 5 ... 20 grd. 10 ... 40 grd.
Pirometre de radiație totală	400 ... 2 000	—40 ... 3 000	nelimitat	da	da	da	15 ... 50 grd.

T. de sticlă cu lichid. Acest tip de **t.** asigură o precizie ridicată în măsurare, are un preț de cost redus, se montează și se întreține ușor. Domeniul de măsurare este cuprins între —200°C și 1 050°C. Construcțiile clasice ale acestor **t.** permit citirea directă a indicațiilor (numai la locul de măsurare). Principiul de funcționare al **t.** de sticlă cu lichid se bazează pe dilatarea lichidului termometric ca urmare a schimbului de căldură efectuat cu mediul a cărui temperatură se măsoară, în conformitate cu legea: $\Delta V = V_0 \alpha \cdot \Delta t$, în care V_0 este volumul inițial al lichidului α — coeficientul de dilatare volumică; Δt — ; variația temperaturii.

În principiu, un **t.** de sticlă cu lichid se compune dintr-un tub cu secțiune transversală uniformă foarte mică, numit tub capilar, închis la un capăt și terminat la celălalt cu un

Scanned with OKEN Scanner

Lichidele termometrice şi caracteristicile lor *Tabelul T.8*

Lichidul	Limitele de utilizare [°C]		Temperatura (la presiune normală) [°C]		Coefic. mediu de dilatare volumică	
	min.	max.	solidificare	fierbere		interval [°C]
Mercur	—35	300	—38,87	356,7	182,5	0 . . . 100
Mercur sub presiune	—35	800				
Amalgam de taliu (Hg 91,5%+Tl 8,5%)	—50		—60		179	0 . . . 20
Toluen	—80	100	—95	110,8	107	0 . . . 30
Alcool etilic (96%)	—110	70	—117	78	103	0 . . . 30
Pentan	—120	25	—130	36	152	0 . . . 25
Aliaj de galiu	0	1 050	—23	1 700	55	30 . . . 100

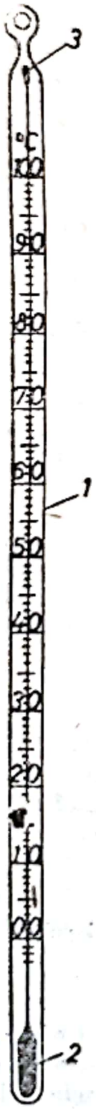


Fig. T.56. Termometru cu capilar masiv (baghetă).

Fig. T.57. Termometru tubular cu scară interioară, drept.

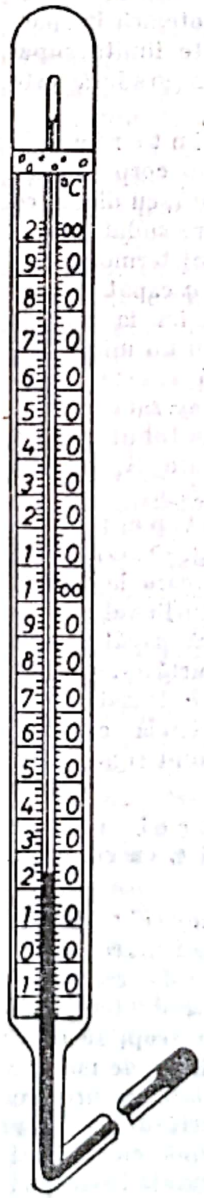


Fig. T.58. Termometru tubular cu scară interioară, cu cot.

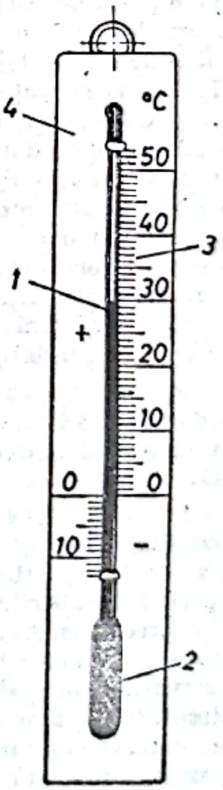


Fig. T.59. Termometru cu capilar montat pe placă cu scară gradată.

rezervor care conține lichidul termometric. Lichidele termometrice curent utilizate și caracteristicile lor sînt prezentate în tabelul T.8.

Din punct de vedere constructiv, t. de sticlă cu lichid se împart în: t. cu capilar masiv sau termometre baghetă; t. tubulare cu scară interioară, drepte sau cu cot; t. cu capilar montate pe plăci cu scară gradată; t. de construcție specială.

T. cu capilar masiv (Fig. T.56). Se compune dintr-un tub capilar cu pereții groși *1*, avînd diametrul exterior de 6—8 mm, închis la unul din capete, iar la celălalt având rezervorul de sticlă *2*, suflat tot din tubul capilar. Diametrul exterior al rezervorului nu trebuie să-l depășească pe acela al tubului capilar. La capătul opus rezervorului, tubul capilar este prevăzut, uneori, cu un mic rezervor de siguranță *3*, în scopul protejării la spargere în caz că lichidul depășește limita superioară de măsurare a t. Scara gradată este trasată direct pe capilar.

T. tubular cu scară interioară (Fig. T.57). Se compune dintr-un corp tubular de sticlă *1*, care la partea inferioară, cu diametru mai mic (tija termometrului), are sudat rezervorul de sticlă *2*, pentru lichidul termometric. Tubul capilar *3*, este sudat cu un capăt în prelungirea rezervorului de sticlă, iar la celălalt capăt este prevăzut, eventual, cu un mic rezervor de siguranță. Scara gradată *4*, este imprimată pe o placă de sticlă opacă așezată în interiorul corpului tubular alături de tubul capilar, fiind fixată rigid. Tija t. poate fi dreaptă (Fig. T.57) sau cu cot (Fig. T.58).

T. cu capilar montat pe placă cu scară gradată (Fig. T.59). Este format dintr-un tub capilar *1*, care la partea inferioară are sudat rezervorul cu lichid termometric, iar la partea superioară capătul este închis și pe o porțiune foarte scurtă este îndoit pentru fixare. Scara gradată *3* este trasată pe o, placă dreptunghiulară *4* (din sticlă colorată metal sau alt material), de ea fiind rigid legat tubul capilar.

T. de construcție specială. Cele mai utilizate sînt t. Bekmann și t. cu contacte electrice.

T. de tip Bekmann (Fig. T.60). Este construit special pentru măsurarea diferențelor de temperatură mici, de cel mult 5—6 grade, în diferite intervale de temperatură, cu precizie mare. În acest scop, se folosește un singur t. care are cantitatea de mercur din rezervorul principal *1*, variabilă, ca urmare a posibilității de a scurge o parte din mercur într-un rezervor auxiliar *2*, unit cu primul prin partea superioară a capilarului. În scopul efectuării unei reglări comode, lîngă rezervorul auxiliar există o scară gradată *3*, pe care sînt trasate valorile limitei inferioare a temperaturii, de la care începe să indice termometrul.

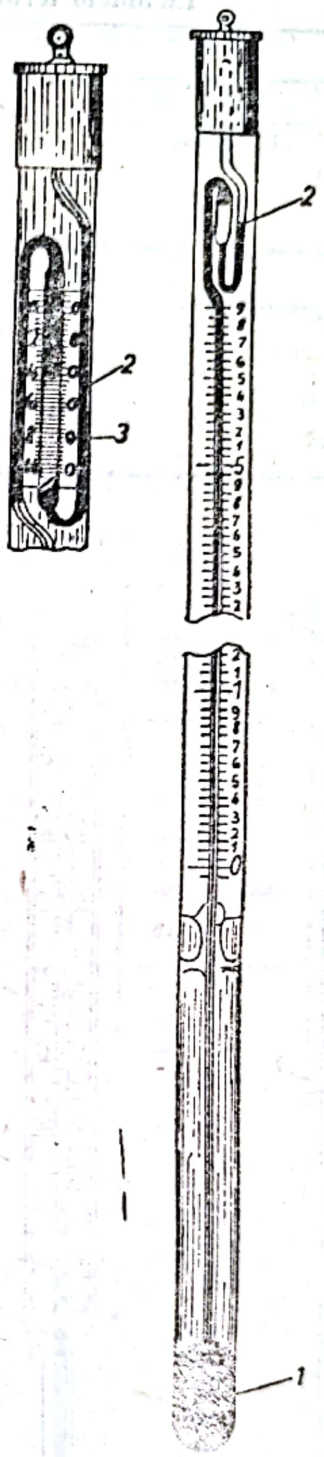


Fig. T.60. Termometru Beckmann.

T. cu contacte electrice. Pot fi de două tipuri: cu contacte fixe și cu contacte mobile. Ambele se folosesc în schemele de reglare a temperaturii sau de semnalizare a atingerii unor anumite temperaturi.

T. de sticlă cu mercur cu contacte fixe are introduse, la partea inferioară a capilarului și

la nivelul temperaturii dorite (sau la mai multe), în mod etanș fire de platină prin care se stabilește contactul electric cu mercurul la nivelul respectiv, închizîndu-se în acest fel un circuit de comandă.

T. de sticlă cu lichid cu contact mobil cunoscut și sub numele de termometru Wertex, (Fig. T.61), are contactul de la baza tubului

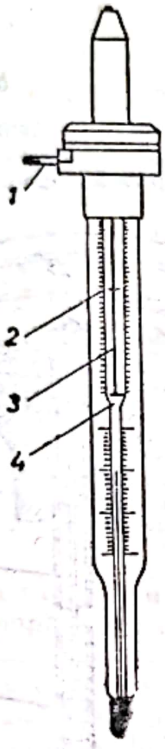


Fig. T.61. Termometru cu contacte electrice (Wortex).

capilar fix, iar al doilea contact mobil, fiind format dintr-un fir de platină *4*, care se poate deplasa în lungul capilarului, vîrful lui putînd fi fixat la temperatura dorită cu ajutorul unui dispozitiv exterior. Ambele contacte ies în exterior prin conectorul *1*. Dispozitivul de reglare se compune dintr-o piuliță ovală *2*, un șurub *3* și un magnet permanent exterior. Prin rotirea magnetului exterior, se rotește șurubul pe care se află piulița de care este fixat firul de platină. Piulița fiind ovală, nu se poate roti ci se poate deplasa numai de-a lungul șurubului, modificînd în felul acesta poziția contactului din interiorul capilarului, corespunzător temperaturii dorite.

La utilizarea t. de sticlă cu lichid trebuie aplicate o serie de corecții care sînt: corecție de deplasare a punctului de zero, corecție de interval fundamental, corecție de calibrare, corecție de presiune exterioară (interioară), corecție de coloană emergentă.

Corecția de deplasare a punctului de zero. Ia în considerare dilatarea reziduală a rezervorului. Sticla t. păstrează tensiuni reziduale care, în timp, determină modificarea dimensiunilor, în special a rezervorului, deplasînd toate gradațiile de pe scara t., deci și a punctului de zero. În afară de această deplasare persistentă a punctului de zero, mai există și o deplasare temporară care apare atunci cînd t. este ținut mai mult timp la o temperatură prea ridicată sau prea scăzută. Corecția se determină prin comparare cu t. etalon.

Corecția de interval fundamental. Nu numai punctul de zero din scara t. se deplasează cu timpul, ci și punctul 100, ceea ce duce la modificarea intervalului fundamental al t. Presupunînd că indicația t. este proporțională cu modificarea intervalului fundamental, corecția se aplică sub forma: $t=(t'-t_0)/(t_{100}-t_0)\cdot 100$, unde: t este temperatura reală; t' — temperatura citită pe scara gradată; t_{100} — temperatura indicată de t. în apă care fierbe la presiunea normală; t_0 — temperatura indicată de t. în gheață care se topește la presiunea normală.

Corecția de calibrare. Ține seama de faptul că secțiunea interioară a tubului capilar nu este riguros constantă. Această corecție se determină prin comparare cu t. etalon.

Corecția de presiune exterioară, respectiv interioară. Presiunea exterioară joacă un rol important numai atunci cînd se lucrează la presiuni mari, cum ar fi, de exemplu, în cazul măsurării temperaturii la adîncimi mari în lichide. Influența ei se simte datorită faptului că pereții de sticlă ai t. sînt elastici. Corecția care elimină această influență se poate calcula cu relația: $\Delta t=\beta_e(p-760)$, în care β_e este coeficientul presiunii exterioare propriu fiecărei construcții de t., iar p [mm Hg] — presiunea exterioară. Corecția este total neglijabilă în cazul variațiilor presiunii atmosferice. Presiunea interioară determină, de asemenea, datorită elasticității pereților erori de indicare. Corecția poate fi determinată cu relația: $\Delta t=\beta_i\cdot l_t\cdot\rho_t/\rho_0(1-\sin\varphi)$, unde: β_i este coeficientul presiunii interioare, depinzînd de construcția t., l_t — lungimea coloanei de lichid la temperatura t; φ — unghiul dintre axa termometrului și orizontală; ρ_t și ρ_0 — densitățile lichidului la temperatura t. și, respectiv, la 0°C.

Corecția de coloană emergentă. Adîncimea de imersie a t. nu poate fi respectată întotdeauna. Din acest motiv, dilatarea sticlei și a coloanei de lichid este diferită de cea corespunzătoare condițiilor de gradare, determinînd erori de indicare. Pentru t. de imersie totală corecția este: $\Delta t=\overline{\alpha_{ap}}\cdot n(t-t_c)$, unde: $\overline{\alpha_{ap}}$ este coeficientul de dilatare aparent al lichidului față de sticlă; n — numărul de grade corespunzător coloanei neimersate; t — temperatura mediului în care se imersează termometrul; t_c — temperatura coloanei neimersate. La t. de imersie parțială, temperatura coloanei neimersate trebuie să fie la utilizare aceeași ca la gradare. Dacă această condiție nu poate fi respec-

Scanned with OKEN Scanner

tată, apare o eroare de indicare. Corecția se poate calcula cu relația: $\Delta t = \alpha_{ap} \cdot n(t_g - t_c)$, unde t_g este temperatura de gradare, iar t_c — temperatura medie a coloanei de lichid neimersate.

T. metalic. Principiul pe baza căruia funcționează acest tip de t. este variația cu temperatură a lungimii unei tije metalice în conformitate cu legea: $\Delta l = l_0 \cdot \delta \cdot \Delta t$, în care: Δl este alungirea tijei; l_0 — lungimea inițială a acesteia; δ — coeficientul de dilatare liniară mediu; Δt — variația temperaturii. În figura T.62 este prezentată schema de principiu a t.

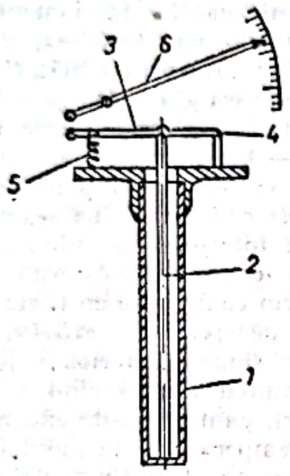


Fig. T.62. Termometru metalic.

În interiorul tubului *1*, confecționat dintr-un material cu coeficient de dilatare liniară mare (oțel, alamă etc.) se află tija *2*, confecționată dintr-un material cu coeficient de dilatare liniară mic (invar.). Tija se sprijină cu un capăt de partea închisă a tubului *1*, iar cu celălalt, pe pîrghia *3*, care se poate roti în jurul punctului *4*. Un arc spiral *5* ține pîrghia apăsată pe capătul tijei *2*. Diferența de dilatare dintre tubul *1* și tija *2* determină deplasarea pîrghiei *3* și acționarea acului indicator *6*, care se mișcă în fața scării gradate. Eroarea tolerată pentru acest tip de termometre este de ±2% din intervalul de măsurare. Ca aparat indicator se utilizează foarte rar. Este utilizat mai mult în unele scheme de reglare a temperaturii, acționînd un contact electric ce poate fi reglat ca poziție pentru o temperatură dirctă.

T. bimetalic. Acest tip de t. utilizează proprietatea unei lamele bimetalice (v. Bimetal) de a se încovoia într-un sens sau altul după cum se modifică temperatura. Formele cele mai frecvente pentru bimetalele utilizate în construcția t. sînt prezentate în figura T.63. În figura T.64 este prezentată schema unui t. cu bimetal de tip industrial. Elementul sensibil în formă în elice *1*, are unul din capete prins de carcasa tubulară de protecție *2*, a t., iar de

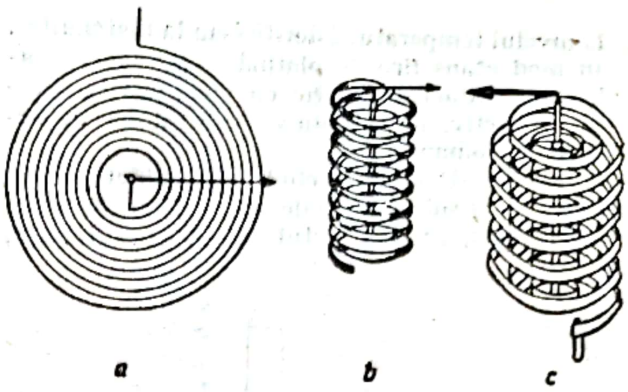


Fig. T.63. Elemente sensibile bimetalice: *a* — spirală plană; *b* — spirală elicoidală simplă; *c* — spirală elicoidală multiplă.

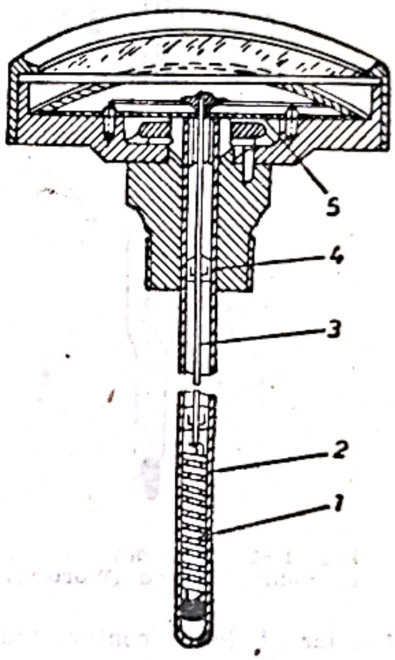


Fig. T.64. Termometru bimetalic: *1* — bimetal; *2* — teacă; *3* — tijă; *4* — ghidaj; *5* — ac indicator.

celălalt capăt este fixată o tijă *3*. Cu ajutorul unor ghidaje *4*, tija este menținută pe axa carcasei tubulare. La celălalt capăt al tijei este fixat acul indicator *5*. Domeniul de măsurare al termometrelor bimetalice este cuprins între −50°C și 450°C. Se pot realiza t. al căror interval de măsurare să fie de numai 50 grade, căruia să-i corespundă o rotație a acului indicator de 300°. T. bimetalice se fabrică într-o mare varietate de forme și dimensiuni. Există și construcții cu contacte electrice reglabile normal pentru valori maxime și minime. Eroarea tolerată la acest tip de termometru este ±1% din intervalul de măsurare.

T. manometrice. Acest tip de t. se bazează pe variația cu temperatură a presiunii unui fluid (lichid, vapori, gaz) aflat într-un vas

Scanned with OKEN Scanner

închis. În general, un t. manometric se compune dintr-un rezervor *1*, care se imersează în mediul a cărui temperatură trebuie măsurată, un tub capilar *2*, care permite racordarea la distanță și un manometru cu element elastic, de obicei tub Bourdon (v. Manometru), care are scara divizată direct în grade (Fig. T.65).

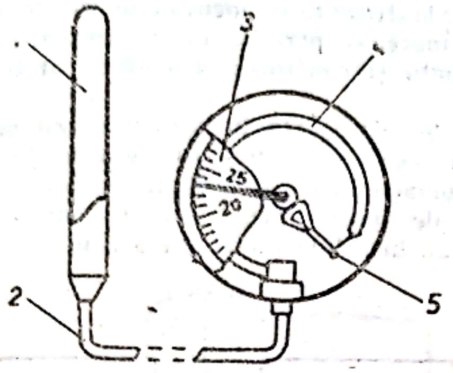


Fig. T.65. Termometru manometric:
1 — rezervor; *2* — tub de legătură (capilar); *3* — scară gradată; *4* — tub elastic (Bourdon); *5* — sistem de pîrghii.

T. manometric cu lichid. La aceste t. lichidul umple întregul volum compus din rezervor, capilar și tubul manometric. Limita inferioară care poate fi măsurată este temperatura de solidificare a acestor lichide; cea superioară trebuie să fie ceva mai mică decît temperatura de saturație la presiunea care se obține în sistem. În tabelul T.9 sînt

Tabelul T.9

Lichide de umplere și domeniul de măsurare pentru termometre manometrice cu lichid

Lichidul de umplere	Temperatura minimă [°C]	Temperatura maximă [°C]
Mercur	—35	600
Amalgam de taliu	—55	600
Alcool	—50	320
Xilen	—40	320
Hexan	—80	320

prezentate lichidele de umplere și limitele de măsurare. În cazul utilizării mercurului, toate părțile termometrului se confecționează din oțel. Pentru celelalte lichide materialele cele mai utilizate sînt alama și bronzul. Scara acestor t. este liniară. Compensarea influenței temperaturii mediului ambiant se realizează fie cu un al doilea element elastic prevăzut cu capilar de compensare, fie cu ajutorul unei lamele bimetalice.

T. manometric cu vapori. La aceste t. există două variante de umplere, funcție de temperatura măsurată, după cum aceasta este superioară sau inferioară celei a mediului ambiant, ținîndu-se seama de condensarea vaporilor în zona rece a t. În cazul măsurării unor temperaturi mai mari decît a mediului ambiant, partea inferioară a rezervorului, capilarul și tubul manometric sînt umplute cu lichid, vapori neexistînd decît deasupra lichidului din rezervor. Pentru măsurarea unor temperaturi mai mici decît a mediului ambiant, capilarul și tubul manometric conțin vapori și nu lichid. Față de t. manometrice cu lichidi aceste t. au un domeniu mai restrîns de măsurare, iar scara lor este neliniară. Există dispozitive compensatoare care permit liniarizarea scării. În tabelul T.10, sînt prezentate lichidele

Tabelul T.10

Lichidele de umplere și domeniul de măsurare pentru termometre manometrice cu vapori

Lichidul de umplere	Temperatura minimă [°C]	Temperatura maximă [°C]
Etan și propan	—40	0
Clorură de metil	0	120
Clorură de etil	30	120
Butan	20	150
Eter etilic	60	160
Apă	120	200
Alcool etilic	100	220
Toluen	150	250
Anilină	200	350
Freon	—20	50
Freon	0	100

de umplere și domeniul de măsurare pentru t. manometrice cu vapori.

T. manometric cu gaz. Sînt puțin utilizate, deoarece pentru compensarea influenței variațiilor de temperatură a mediului ambiant rezervorul trebuie să aibă un volum mare. T. cu gaz sînt utilizate aproape în exclusivitate drept t. etalon, deoarece, pe de o parte, prezintă cea mai bună corespondență între proprietatea lor și scara termodinamică de temperatură, iar pe de altă parte, prezintă coeficienți de expansiune mari în comparație cu alte corpuri termometrice, fiind din acest motiv foarte sensibile. Din punct de vedere constructiv, se deosebesc t. cu gaz la volum constant și t. cu gaz la presiune constantă.

T. cu gaz la volum constant sînt utilizate aproape în exclusivitate, avînd în vedere o construcție mai simplă și determinarea mai ușoară a erorilor. Schema de principiu a unui

Scanned with OKEN Scanner

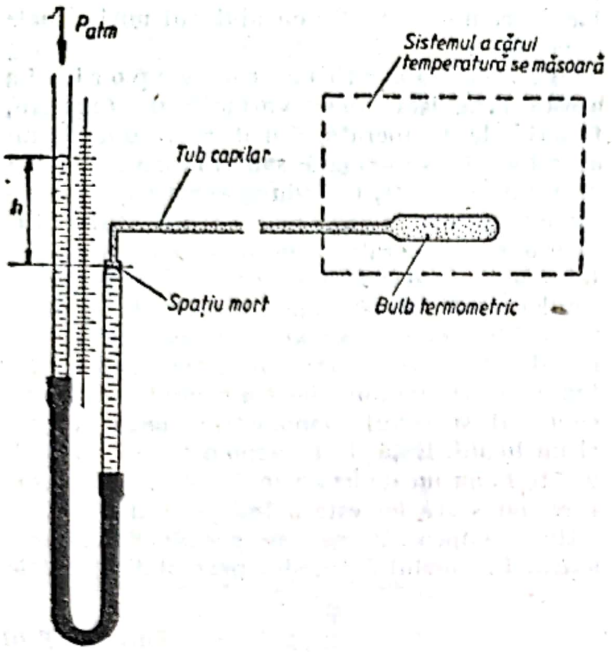


Fig. T.66. Termometru manometric cu gaz.

astfel de t. este dată în figura T.66. Materialele folosite, construcția și dimensiunile depind de natura gazului și domeniul de temperaturi pentru care este destinat t. Gazul este conținut în rezervor, care comunică printr-un tub capilar cu un manometru cu mercur. La variația temperaturii, volumul gazului se menține constant prin ajustarea înălțimii coloanei de mercur care nu este în legătură cu tubul capilar. Temperatura se determină din relația: $T=T_0(p/p_0)$, p_0 fiind presiunea gazului la o temperatură T_0, cunoscută (ex.: temperatura punctului triplu al apei, temperatura vaporului saturat la presiunea normală etc), iar p — presiunea gazului la temperatura T. Gazul cel mai utilizat este heliul, deoarece are cea mai scăzută temperatură de lichefiere și nu difuzează prin pereții rezervorului și ai capilarului de legătură.

T. cu rezistență. Permit determinarea temperaturii pe baza măsurării valorii unei rezistențe electrice, care are o variație cunoscută în funcție de temperatură. Domeniul larg de utilizare este cuprins între −200°C și 850°C. În funcție de natura rezistențelor electrice folosite în construcția elementului sensibil al t_r, se pot deosebi două tipuri: t. cu rezistență metalică și t. cu termistoare.

T. cu rezistență metalică. În general, este format din: termorezistență (v. Termorezistență), dispozitiv electric de măsurare (indicator, înregistrator sau regulator), care poate fi de mai multe tipuri (logometru sau punte Wheatstone) și conductoarele de legătură dintre termorezistență și dispozitivul de măsurare. T. cu rezistență permit indicarea sau înregistrarea valorii temperaturii la distanță de locul de măsurare, cu precizie mare și permit, de asemenea, reglarea automată și controlul centralizat al temperaturii.

Logometrul este în principiu, un galvanometru, la care cuplul reactiv este de natură electromagnetică. Echipajul mobil al unui astfel de aparat este format din două bobine care fac între ele un unghi β (Fig. T.67), dis-

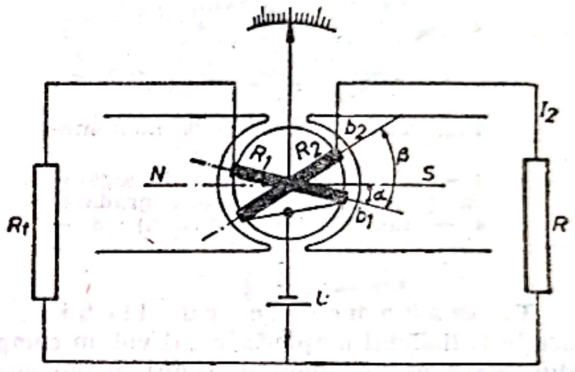


Fig. T.67. Schema de principiu a logometrului magnetoelectric.

puse pe un cadru mobil ce se poate roti între polii unui magnet permanent. O particularitate a logometrului constă în faptul că piesele polare nu sînt perfect circulare, creînd în felul acesta un interfier variabil. Lucrul acesta este necesar pentru a se crea un cîmp magnetic neuniform care să permită realizarea pentru orice valoare a rezistenței termometrului R_t a condiției de echilibru: $R_t=H_1/H_2\ (R_2+R)-R_2$, unde: H_1, H_2 reprezintă intensitatea cîmpului magnetic care acționează asupra celor două bobine; R_1, R_2 — rezistențele electrice ale bobinelor; R — o rezistență constantă. Unghiul de rotație este în funcție de raportul curenților care circulă în circuitele celor două bobine: $\alpha=f(I_1/I_2)=\alpha(R_t)$. Legarea termorezistenței la logometru poate fi făcută cu două sau trei fire (Fig. T.68, *a*, *b*). Schema cu două fire se uti-

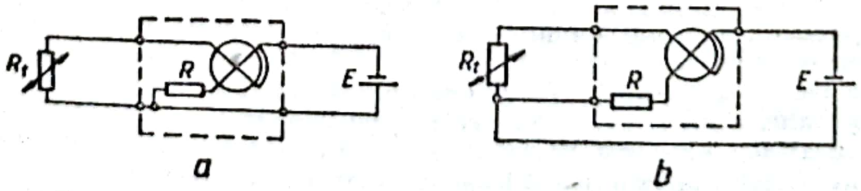


Fig. T.68. Schema de legare a termorezistenței la logometru:
a — cu două fire; *b* — cu trei fire.

lizează în cazul în care linia de legătură nu este supusă unor variaţii mari de temperatură. Schema cu trei fire permite compensarea influenţei modificării rezistenţelor liniei de legătură, ca urmare a variaţiilor de temperatură. În acest caz, variaţiile rezistenţei fiecărui fir de legătură influenţează simultan valorile celor doi curenţi I_1 şi I_2, dar raportul lor, de care depinde unghiul de rotaţie al echipajului mobil, rămîne practic constant. Logometrele pot fi aparate de tablare indicatoare, înregistratoare sau regulatoare (cu sau fără semnalizarea unor limite de temperatură).

Puntea Wheatstone se utilizează, în special, cînd intervalul de măsurare este mic (10··· 50 grade). Puntea poate fi echilibrată sau nu (Fig. T.69, *a*, *b*). În cazul punţii echilibrate, indicaţiile cursorului potenţiometrului corespunzînd echilibrului punţii nu depind de valoarea tensiunii de alimentare. Scara acestuia este divizată în grade. Echilibrarea punţii poate fi făcută şi în mod automat. Un bloc electronic, conectat pe diagonala punţii, în locul galvanometrului de nul, sesizează dezechilibrul şi comandă un motor electric care deplasează potenţiometrul astfel, încît dezechilibrul să se anuleze. În cazul punţii dezechilibrate, galvanometrul nu mai este utilizat ca indicator de nul, ci are scara divizată în grade. Indicaţiile fiind în acest caz dependente de tensiunea de alimentare, înainte de începerea măsurătorii se calibrează aparatul prin utilizarea unei rezistenţe etalon legată în paralel cu termorezistenţa.

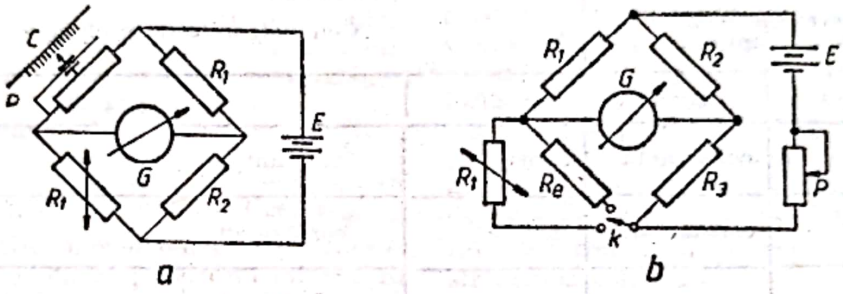


Fig. T.69. Puntea Wheatstone:
a — echilibrată; *b* — neechilibrată.

T. cu termistoare. Termistorul este un material semiconductor a cărui rezistenţă variază cu temperatura după o lege de forma: $R_t = a - \exp.\ (b/T)$, în care a este o constantă care depinde de forma şi dimensiunile termistorului, iar b — constanta caracteristică a materialului (b=2 500···5 000 la termistoare utilizabile pentru temperaturi ridicate). Schemele de utilizare sînt asemănătoare celor pentru termorezistenţele metalice. Faţă de acestea, termistoarele prezintă avantaje importante: sensibilitate mai mare, valoarea rezistenţei mai mare, ceea ce face neglijabilă influenţa variaţiei rezistenţei firelor de legătură, elementul sensibil are dimensiuni mici etc. Dezavantajul important al termistoarelor este neliniaritatea, cu mult mai pronunţată decît la termorezistenţele metalice şi imposibilitatea interschimbabilităţii (care se datoreşte faptului că în procesul de fabricaţie, reproducerea caracteristicii de temperatură se face cu o eroare destul de mare, de exemplu ±20% din valoarea rezistenţei termistorului la 25°C) (v. Termistor).

T. cu termocuplu (Sin.: **pirometru termoelectric**). Este constituit din două părţi principale: un termocuplu (v. Termocuplu) şi un aparat electric de măsurat. Termocuplul, care este traductor de tip generator, furnizează o tensiune termoelectromotoare (t.t.e.m.) dependentă de diferenţa dintre temperatura măsurată şi cea a sudurii reci; aparatul electric este, de obicei, un millivoltmetru gradat în °C. Ansamblul mai conţine cablu de prelungire, cutie termostatată sau montaj de compensare a temperaturii sudurii reci, conductoare de legătură etc. Se folosesc pe scară largă pentru măsurarea temperaturilor în intervalul —200°C ···1 600°C. În cazul unor construcţii speciale, limita de măsurare poate depăşi 2 000°C. T. cu termocupluri pot fi realizate ca aparate indicatoare, semnalizatoare, sau regulatoare, sau înregistratoare. De asemenea, frecvenţa este realizarea construcţiei cu puncte multiple de măsurare.

Termocuplul este format din doi termoelectrozi, confecţionaţi din materiale diferite, sudaţi între ei la un capăt (v. Termocuplu). În circuitul format de aceştia, cablurile de legătură şi aparatul de măsură ia naştere o tensiune termoelectromotoare [v. Termoelectric (efect)], care este funcţie de diferenţa dintre temperatura sudurii calde şi cea a sudurii reci. Pentru ca măsurarea să fie corectă este necesar ca sudura rece să fie menţinută la temperatura la care s-a făcut etalonarea termocuplului şi a aparatului indicator. Dacă acest lucru nu este posibil, se poate efectua corecţia respectivă, funcţie de tempera-

tura reală a sudurii reci, cu condiția ca aceasta să fie constantă. În general, temperatura la bornele termocuplului variază mult și nu este rațional să se execute măsurătoarea acestela pentru efectuarea corecțiilor. De aceea, termoelectrozii, trebuie prelungiți, cu ajutorul unor cabluri, pînă în zone cu temperatură joasă, ușor de menținut constantă. În cazul folosirii termocuplurilor din metale obișnuite, conductoarele de prelungire pot fi din aceleași materiale ca și termoelectrozii termocuplului; în cazul metalelor nobile, se utilizează materiale care pînă la cca. 200°C au caracteristici electrice identice cu termocuplul înlocuit. În tabelul T.11 este prezentată natura conductoarelor

Tabelul T.11

Natura conductoarelor de prelungire

Nr.	Termoelectrozii termocuplului		Conductoarele de prelungire	
	pozitiv	negativ	pozitiv	negativ
1.	cupru	constantan	cupru	constantan
2.	fier	constantan	fier	constantan
3.	cromel	alumel	cromel	alumel
			cupru	constantan
			fier	aliaj Cu—Ni (99,4%Cu — 0,6% Ni)
4.	platină—rhodiu	platină	cupru	aliaj Cu—Ni (99,4%Cu — 0,6% Ni)

de prelungire pentru termocuplurile de uz curent.

Menținerea sudurii reci la temperatură constantă poate fi făcută prin introducerea într-un vas Dewar în care se găsește gheață în curs de topire (dacă etalonarea s-a făcut la 0°C) sau apă, ulei etc. la temperatura de etalonare (20°C sau 50°C). O soluție foarte răspîndită constă în utilizarea unui termostat. În cazul panourilor cu aparate din instalațiile industriale, amplasarea acestora trebuie făcută în așa fel, încît temperatura mediului ambiant să fie în permanență în jurul valorii de 20°C.

Corectarea indicațiilor prin calcul poate fi făcută cu ajutorul relației $t=t_i+k(t_m-t_e)$, în care: t este temperatura reală, t_i — temperatura indicată de instrument, t_m — temperatura mediului în care se găsește sudura rece; t_e — temperatura de etalonare; k — o constantă care depinde de tipul termocuplului (ex.: $k=0{,}5$ pentru termocuplul PtRh-Pt și $k=1$ pentru termocuplul Cromel-Alumel și Fe Const.).

Aparatele care măsoară tensiunea termoelectromotoare pot fi: milivoltmetre indicatoare, regulatoare sau înregistratoare avînd scala gradată direct în grade, sau compensatoare cu acționare manuală sau automată (electronice).

În figura T.70 este prezentată schema de principiu a unui compensator manual portativ. Compensatorul cuprinde un generator de tensiune etalon (elementul normal E_n), care determină un curent de o anumită mărime în circuitul R_1-R_2-R_3. Bateria B este astfel conectată, încît să determine prin rezistența R_3 un curent de sens contrar celui determinat de elementul etalon. Curentul de lucru se stabilește cu ajutorul potențiometrului R_c astfel, încît căderea de tensiune pe rezistența R_3 să fie nulă. În această situație, galvanometrul conectat la bornele r-r va indica un curent nul.

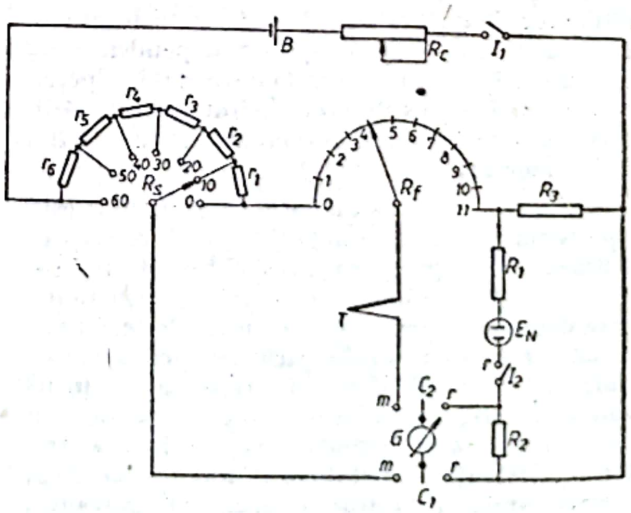


Fig. T.70. Compensator pentru termocupluri.

Tensiunea generată de termocuplu se aplică pe o rezistență variabilă formată din cîte o secțiune a potențiometrelor R_s (în trepte), și R_d în opoziție cu căderea de tensiune care apare datorită curentului din circuitul bateriei B. La o anumită valoare a rezistenței secțiunii potențiometrelor cuprinsă între cursoarele acestora, căderea de tensiune anulează tensiunea termoelectromotoare generată de termocuplu, situație sesizată de galvanometrul conectat la bornele m-m. Cursoarele celor două potențiometre sînt gradate în mV.

T. (pirometrul) optic monocromatic. Pirometrele optice monocromatice sînt folosite pentru măsurarea temperaturii de strălucire. Temperatura de strălucire, S_λ, pentru lungimea de undă λ a unui corp cu temperatura reală T, este temperatura corpului negru care pentru aceeași lungime de undă λ are strălucirea energetică spectrală egală cu cea a corpului dat. În baza legii lui Kirckhoff și a legii lui Wien, între temperatura de strălucire și temperatura reală există relația: $\frac{1}{T}=\frac{1}{S_\lambda}=\frac{\lambda}{c_2}\ln \Sigma_{\lambda T}$, în care: $C_2=1{,}438\cdot 10^{-2}$ m·K; λ — lungimea de undă a radiației monocromatice; $\varepsilon_{\lambda T}$ — factorul energetic monocromatic de emisie. Deoarece pentru un corp care nu este negru $\varepsilon_{\lambda T}<1$, rezultă întotdeauna $S_\lambda<T$.

După modul de măsurare a strălucirii monocromatice, se deosebesc pirometre optice monocromatice cu dispariția filamentului și pirometre optice monocromatice fotoelectrice.

Pirometrul cu dispariția filamentului măsoară temperatura în raport cu temperatura de strălucire corespunzătoare radiației roșii (0,655 m) a spectrului (s-a ales radiația roșie pentru a coborî cît mai mult limita de utilizare a instrumentului). În figura T.71 este prezentată schema unui astfel de aparat. Ocularul O_1 focalizează imaginea obiectului incandescent în planul lămpii electrice L. Înaintea ocularului O_2 este plasat filtrul de sticlă roșie FR. În circuitul electric format de bateriile B, reostatul R și lampa cu incandescență L este intercalat galvanometrul G. Cu ajutorul cursorului C al reostatului, se poate modifica intensitatea curentului din circuit și, deci, strălucirea lămpii. Circuitul mai cuprinde un releu r pentru blocarea și deblocarea acului indicator al galvanometrului și un beculeț I pentru iluminarea scalei. Un observator privind prin ocular poate compara strălucirea corpului cu cea a filamentului. În cazul în care cele două străluciri coincid, imaginea filamentului „dispare" pe fondul luminos al radiației corpului. Valoarea curentului din circuit în acest moment indicată de galvanometru constituie măsura temperaturii corpului. Scala galvanometrului poate fi gradată în grade. La temperaturi ridicate, ar trebui să se folosească un curent electric de intensitate prea mare prin filament, ceea ce ar duce la o uzură rapidă a lămpii. Pentru înlăturarea acestui inconvenient între obiectiv și lampa de comparație se introduce filtrul neutru FN care reduce strălucirea corpului.

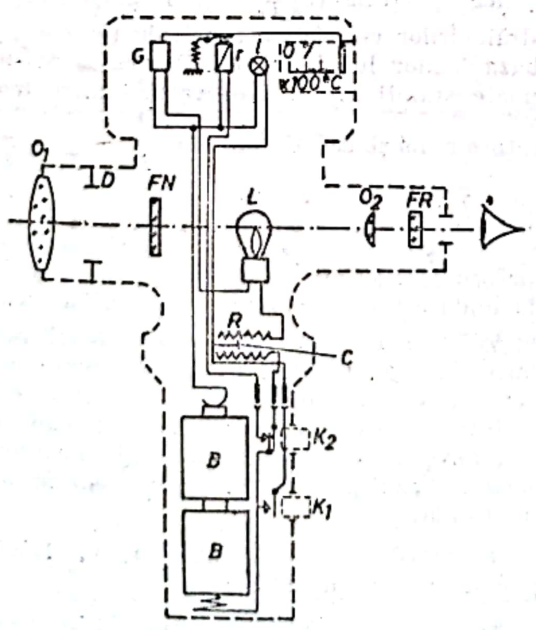


Fig. T.71. Pirometru optic monocromatic.

Alte construcții de pirometre utilizează un curent electric constant în circuitul lămpii și modifică intensitatea strălucirii corpului prin utilizarea unui filtru neutru de grosime variabilă rotitor.

Pirometrul fotoelectric monocromatic este format, în principiu, dintr-o lunetă prevăzută cu un filtru roșu, care focalizează radiația pe o celulă fotoelectrică. Instrumentul montat în circuitul celulei, prevăzut eventual cu un amplificator, va indica temperatura corpului.

Indicațiile pirometrului optic monocromatic trebuie interpretate cu atenție, deoarece este etalonat în raport cu corpul negru ($\varepsilon_{\lambda T}=1$). În cazul diferitelor corpuri, care nu sînt negre, în funcție de valoarea factorului energetic de emisie, corecțiile necesare pot ajunge la cîteva sute de grade. În figura T.72 sînt prezentate corecțiile de temperatură în cazul pirometrelor optice monocromatice.

T. (pirometrul) de radiație totală. Pirometrul de radiație totală măsoară temperatura corpurilor pe baza temperaturii de radiație, folosind întreg spectrul radiației emise. Temperatura de radiație T_r a unui corp cu temperatura reală T este temperatura corpului negru care are aceeași strălucire energetică totală cu cea a corpului dat. În baza legilor lui Ștefan-Boltzmann și Kirchkoff, între temperatura de radiație și temperatura reală există relația: $T=T_r/\sqrt[4]{\varepsilon_T}$, unde ε_T este factorul energetic de emisiei totală a corpului.

Scanned with OKEN Scanner

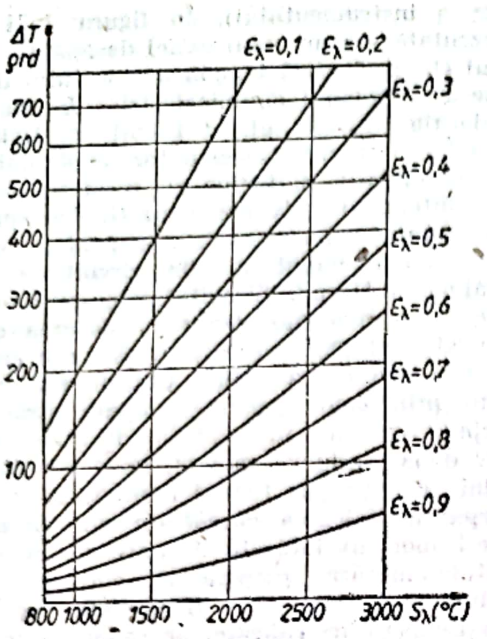


Fig. T. 72. Dependența corecțiilor de temperatură funcție de strălucire și de factorul de emisie monocromatic.

bazează pe faptul că raportul intensităților a două radiații monocromatice din spectrul de emisie al unui corp (radiația roșie și radiația verde) depinde de temperatură. În figura T.74 este prezentat principiul de funcționare al unui

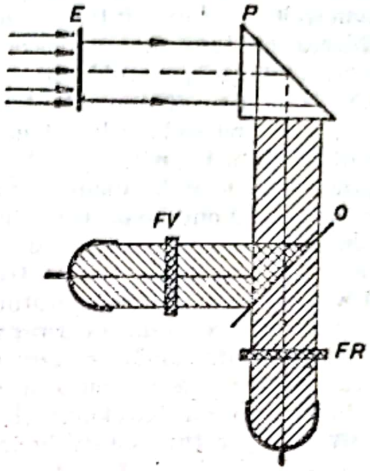


Fig. T.74. Schema de principiu a unui pirometru de culoare.

În principiu, pirometrul de radiație total este format dintr-o lunetă care focalizează imaginea corpului incandescent pe un receptor de radiație, constînd dintr-o baterie de termocupluri. Scara milivoltmetrului indicator este gradată în grade. În figura T.73 sînt prezen-

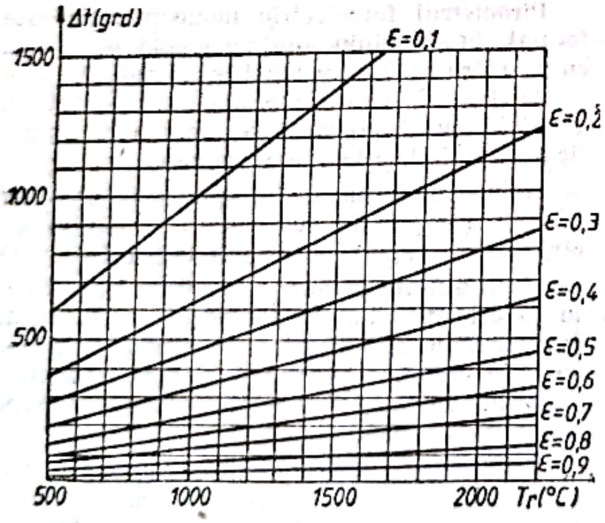


Fig. T.73. Dependența corecțiilor de temperatură funcție de radiație și de factorul de emisie totală.

tate corecțiile necesare pirometrelor de radiație totală ca urmare a faptului că pentru corpurile care nu sînt negre factorul energetic de emisie este subunitar.

T. (pirometrul) de culoare. Măsurarea temperaturii cu ajutorul acestui instrument se

astfel de instrument. Radiația emisă de corp este trimisă prin intermediul unei oglinzi semitransparente pe două celule fotoelectrice în fața cărora se află cîte un filtru roșu, respectiv verde. Raportul curenților fotoelementelor este măsura raportului strălucirilor energetice ale radiațiilor monocromatice alese.

Temperatura de culoare T_c a unei surse cu temperatura reală T se definește ca fiind temperatura corpului negru care pentru lungimile de undă λ_1 și λ_2 are raportul strălucirilor energetice spectrale $(b^{\circ}_{\lambda_1 T_c}/b^{\circ}_{\lambda_2 T_c})$ egal cu raportul strălucirilor energetice spectrale $(b_{\lambda_1 T}/b_{\lambda_2 T})$. În baza legilor lui Lambert, Planck și Wien, se poate stabili următoarea relație între temperatura reală și cea de culoare: $\frac{1}{T}-\frac{1}{T_c}=\frac{1}{C_2}\cdot\frac{\lambda_1\lambda_2}{\lambda_2-\lambda_1}\ln\frac{\varepsilon_{\lambda_1 T}}{\varepsilon_{\lambda_2 T}}$, unde $\varepsilon_{\lambda_1 T}$ și $\varepsilon_{\lambda_2 T}$ sînt factorii energetici de emisie pentru lungimile de undă λ_1 și λ_2. În cazul corpurilor cenușii, $\varepsilon_{\lambda_1 T}=\varepsilon_{\lambda_2 T}$, rezultînd că $T_c=T$. Întrucît pentru corpurile care nu sînt cenușii diferența dintre factorii de emisie monocromatice nu este mare, indicațiile pirometrului de culoare sînt mult mai apropiate de temperatura reală a corpurilor decît în cazul pirometrelor optice sau de radiație totală.

TERMONUCLEARĂ (reacție). V. Reacție termonucleară

TERMOREZISTENȚĂ. Rezistență electrică, formată dintr-un fir metalic înfășurat pe

un suport izolant introdus într-o teacă de protecție, servind ca element sensibil pentru termometrele cu rezistență, valoarea ei fiind funcție de temperatură (v. Termometru cu rezistență).

Materialele frecvent folosite la confecționarea t. sînt platina, cuprul, nichelul și wolframul.

Platina. Datorită proprietăților sale, platina s-a dovedit a fi cel mai corespunzător material folosit în construcția t. Cîteva din proprietățile specifice ale platinei sînt: temperatura de topire foarte mare (1 769°C), se oxidează foarte greu, corespondență directă între valoarea rezistenței electrice și temperatura în intervalul de temperatură ce corespunde celui de măsurare. Datorită acestor proprietăți, platina este folosită pentru confecționarea t. utilizate în măsurarea temperaturii în intervalul —220···850°C. În construcții speciale, limita de utilizare poate fi extinsă pînă la 1 000°C.

Cuprul. Cuprul pur prezintă avantajul că se poate obține ușor (pe cale electrolitică), asigurîndu-se în acest fel reproductibilitatea proprietăților electrice. Cuprul, fiind relativ stabil la reacțiile chimice (oxidări) la temperaturi nu prea mari, se folosește pentru confecționarea t. utilizate pentru măsurarea temperaturii în intervalul —50···180°C. În acest interval dependența rezistenței de temperatură este practic liniară.

Nichelul. Dependența rezistenței electrice a nichelului pur de temperatură este, practic, liniară pînă la circa 350°C. Din cauza apariției fenomenului de oxidare la temperaturi ridicate, nichelul este folosit pentru confecționarea termorezistențelor utilizate pînă la 180°C.

Wolframul. Este folosit pentru confecționarea t. utilizate pînă la maximum 600°C. Wolframul prezintă o rezistență mecanică ridicată și o dependență a rezistenței electrice de temperatură, practic, liniară.

În figura T.75 este prezentată construcției unei t. tehnice. Elementul sensibil *1*, format din firul metalic bobinat pe un suport ceramic, de mică sau masă plastică, este introdus în teaca de protecție *3*, prevăzută cu un sistem de fixare *5* și o cutie de conexiuni *4*. Firele de legătură *2* sînt conduse prin interiorul tecii la cutia de conexiuni prevăzută cu borne pentru legătură la aparatul de măsurat. În cazul t. utilizate pentru măsurarea temperaturilor negative (sub 0°C), în interiorul tecii se introduce parafină pentru eliminarea influ-

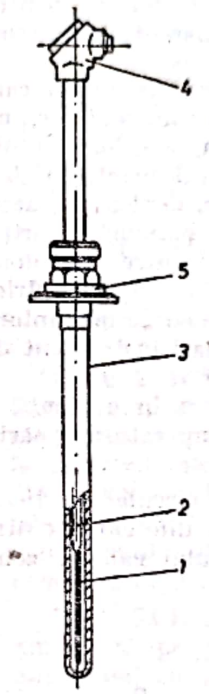


Fig. T.75. Construcția termorezistenței: *1* — element sensibil; *2* — fire de legătură; *3* — teacă de protecție; *4* — cutie de conexiuni; *5* — piesă de fixare pe peretele incintei în care se montează.

Tabelul T.12

Raportul R_{100}/R_0 și erorile tolerate pentru termorezistențe

Clasa termorezistenței	Material	$\frac{R_{100}}{R_0}$	Intervalul de temperatură	Formula de calcul a erorii tolerate
I	Platina	1,391	—200°C . . . 0°C 0°C . . . 650°C	$\pm(0{,}15+4{,}5\cdot10^{-3}\cdot t)$ $\pm(0{,}15+3{,}0\cdot10^{-3}\cdot t)$
II	Platina	1,391 sau 1,3878	—200°C . . . 0°C 0°C . . . 650°C	$\pm(0{,}3+6\cdot10^{-3}\cdot t)$ $\pm(0{,}3+4{,}5\cdot10^{-3}\cdot t)$
	Cupru	1,426	—50°C . . . 180°C	$\pm(0{,}3+3{,}5\cdot10^{-3}\cdot t)$
III	Cupru	1,420	—50°C . . . 180°C	$\pm(0{,}3+6\cdot10^{-3}\cdot t)$

Observație: pentru temperaturi negative în formula erorii se consideră valoarea absolută a acesteia.

Scanned with OKEN Scanner

enței umidității rezultate din condens. **T.** se fabrică în mod uzual cu rezistență electrică de 100 Ω la 0°C pentru a elimina cît mai mult influența firelor de legătură. Mai rar, se întîlnesc valorile de 50 Ω și 46 Ω la 0°C pentru **t.** din platină și 53 Ω la 0°C pentru cele din cupru. O importanță deosebită o are raportul R_{100}/R_0, unde R_0 și R_{100} reprezintă valorile rezistenței la 0°C și respectiv 100°C, deoarece asigură interschimbabilitatea **t.** dintr-un ansamblu de măsurare a temperaturii cu logometre sau punte, cu scările inscripționate în °C, fără introducerea de erori sistematice. În tabelul T.12 sînt prezentate valorile raportului R_{100}/R_0, cu erorile tolerate, pentru **t.** de uz curent.

TERMOSCOP. Instrument folosit pentru punerea în evidență a unei diferențe între temperaturile a două medii.

Se utilizează **t.** cu două rezervoare (în care se găsește, de regulă, un gaz sau, mai rar, un lichid), care sînt introduse în cele două medii. Cele două rezervoare comunică printr-un tub în care se mișcă un indicator, deplasarea acestuia față de poziția de nul indicînd apariția unei diferențe de temperatură între cele două medii. Se pot de asemenea utiliza **t.** electrice (ex.: un sistem format din două termocupluri, legate în opoziție pe un același instrument de măsură a tensiunii electrice).

T. utilizate pentru punerea în evidență a unei diferențe mici de temperatură poartă numele de **t.** *diferențiale.*

TERMOSIFON. Sistem de circulație a lichidelor prin conducte, datorită diferenței dintre greutățile specifice ale lichidului cald și celui rece (Fig. T.76).

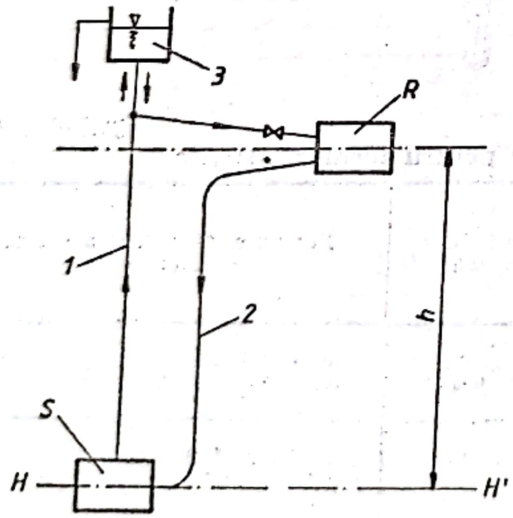


Fig. T.76. Circulație prin termosifon: *S* — sursă de căldură; *R* — răcitor, corp în care lichidul cedează căldura; *HH'* — planul orizontal de referință prin mijlocul sursei de căldură; *h* — înălțimea medie a răcitorului *R* deasupra planului HH'; *1* — conductă de ducere (ridicare, cu lichid cald); *2* — conductă de întoarcere (cădere, cu lichid rece); *3* — vas de expansiune.

Circulația prin **t.** depinde de presiunea de circulație a lichidului p_c, care este determinată de diferența dintre densitatea lichidului încălzit de sursa de căldură și densitatea lichidului răcit în alte părți ale circuitului și care are, cu notațiile din figura T.76, valoarea dată de relația:

$$p_c = p_{cob} - p_{rid} = (p_a + hg\rho_r) - (p_a + hg\rho_c) = hg(\rho_r - \rho_c) \quad [\text{Pa}],$$

unde $p_{cob} = p_a + hg\rho_r$ este presiunea hidrostatică la nivelul planului orizontal *HH'* a coloanei de lichid rece din conducta de coborîre [Pa]; $p_{rid} = p_a + hg\rho_c$ — presiunea hidrostatică la nivelul planului orizontal *HH'* a coloanei de lichid cald din conducta de ridicare [Pa]; p_a — presiunea atmosferică [Pa]; h — înălțimea medie a corpului de răcire R deasupra planului orizontal *HH'* [mm]; $g = 9{,}81$ m/s² — accelerația gravitației; ρ_r, ρ_c — densitatea lichidului în ramura rece (de coborîre), respectiv în ramura caldă (de ridicare) [kg/m³].

Presiunea de circulație prin **t.**, care joacă rolul presiunii create de o pompă, servește la acoperirea pierderilor liniare Δp_{lin} și locale Δp_{loc} de presiune în rezistențele hidraulice ale circuitului, conform ecuației:

$$p_c = \Delta p_{lin} + \Delta p_{loc} = \text{K}w^2 \quad [\text{Pa}],$$

unde w este viteza de circulație a lichidului care se stabilește în circuit [m/s], iar K — constantă dimensională. Intensificarea circulației prin **t.**, respectiv creșterea vitezei de circulație w, se poate obține prin: creșterea diferenței de temperatură, respectiv, a diferenței de densitate $\rho_r - \rho_c$ între ramura rece de coborîre și ramura caldă de ridicare; creșterea înălțimii h a circuitului cu **t.**; reducerea pierderilor de presiune pe traseu, în special în ramura de coborîre prin alegerea unor conducte de diametru mai mare care să conducă la viteze mai coborîte, reducerea porțiunilor orizontale de traseu a circuitului cu **t.**, micșorarea pierderilor locale de presiune prin alegerea adecvată a coturilor, teurilor, ramificațiilor, armăturilor.

Circulația prin **t.** se aplică în încălzirea centrală cu apă caldă, la răcirea sistemelor tehnice etc. În încălzirea cu apă caldă, prin gravitație, numită și încălzire prin **t.**, radiatoarele activează circulația prin faptul că, avînd suprafața de încălzire mare în raport cu aerul din încăpere, determină răcirea apei și, deci, creșterea densității acesteia. Principiul circulației prin **t.** este aplicat și la răcirea transformatoarelor electrice cu ulei, la care uleiul circulă ascendent pe lîngă miezul din oțel și înfășurări, în care se dezvoltă căldură atunci cînd transformatorul este sub tensiune și descendent prin țevi exterioare cuvei, unde se răcește cu ajutorul aerului ambiant.

Scanned with OKEN Scanner

În figura T.77 se prezintă o instalaţie de încălzire centrală cu t., formată dintr-un circuit cu două ramuri paralele de coborîre, în care are loc răcirea lichidului în radiatoare.

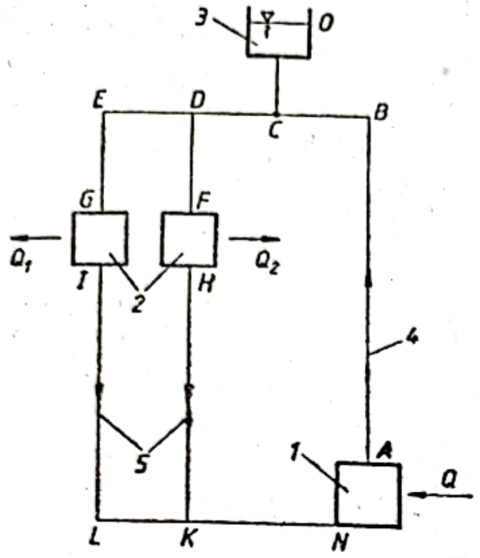


Fig. T.77. Instalaţie de încălzire prin termosifon cu două coloane paralele de coborîre:
1 — sursă de căldură (cazanul de apă caldă); *2* — radiatoare; *3* — vas de expansiune; *4* — coloană de ridicare; *5* — coloană de coborîre; *Q*, Q_1, Q_2 — sarcini termice.

TERMOSTAT. Regulator automat al temperaturii. Instalat în circuitul apei de răcire al unui motor cu ardere internă, el permite reglarea şi menţinerea temperaturii acesteia, independent de sarcina motorului sau de temperatura mediului exterior, asigurînd motorului o răcire corespunzătoare la orice regim, ceea ce determină condiţii optime de funcţionare, contribuind la micşorarea uzurilor şi diminuînd consumul de combustibil.

T. poate regla şi menţine temperatura fluidului în limitele dorite atît prin oprirea trecerii apei spre radiator atunci cînd motorul este rece, cît şi prin asigurarea debitului maxim de apă spre radiator atunci cînd motorul este cald.

Se utilizează t. care funcţionează prin întreruperea curentului de apă de răcire (t. de întrerupere) sau prin scurtcircuitarea curentului respectiv (t. de scurtcircuitare).

În figura T.78 este prezentat un t. de scurtcircuitare, care o dată cu închiderea trecerii apei spre radiator, deschide un orificiu de trecere *4* spre o conductă de derivaţie *7* şi, deci, apa din motor continuă să circule fără a mai trece prin radiator, contribuind astfel la atingerea mai rapidă de către motor a regimului termic stabil de funcţionare. Dacă temperatura

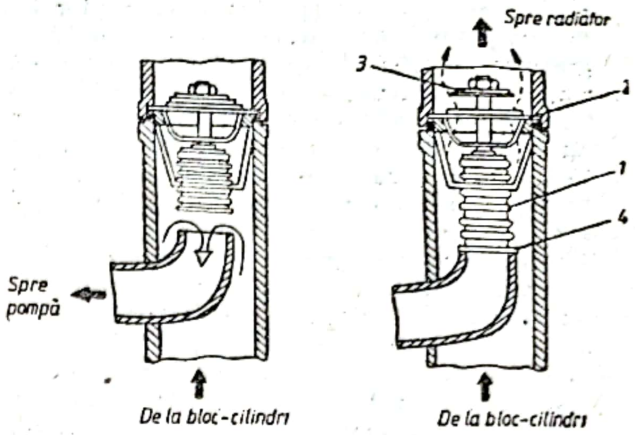


Fig. T.78. Termostat de scurtcircuitare:
1 — tub elastic; *2* — scaunul supapei; *3* — supapă inelară; *4* — orificiu de trecere pentru scurtcircuitare.

apei creşte, tubul elastic (*1*) se dilată şi ridică supapa *3* de pe scaunul *2*, obturînd în acelaşi timp orificiul *4* de trecere spre conducta de deviaţie *7*.

TERMOSTATICĂ. v. Termodinamică

TERMOTEHNICĂ. v. Termodinamică

TIJĂ A SUPAPEI (Sin.: **Coadă a supapei**). Parte componentă a supapelor de distribuţie ale motoarelor cu ardere internă, care serveşte la ghidarea talerului şi la evacuarea unei părţi din căldura primită de acesta. T.s. primeşte mişcarea de la sistemul de împingătoare al mecanismului de distribuţie sau direct de la cama de distribuţie (v. Supapă).

TIMBRUL CAZANULUI DE ABUR. Placă amplasată pe partea frontală a cazanului de abur, conform STAS 3128-89, în care se precizează: denumirea întreprinderii constructoare, numărul şi anul de fabricaţie al cazanului, parametrii nominali şi maximi de exploatare (presiune, debit, temperatură), marca de fabrică.

În cazul efectuării de reparaţii la cazan, pe placa de timbru se va scrie în loc de anul fabricaţiei, anul reparaţiei.

TIRAJ. Diferenţă de presiune statică Δp_{st}, în mm H_2O sau în Pa, prin care se obţine circulaţia gazelor printr-o instalaţie. Această diferenţă de presiune trebuie să asigure o anumită viteză de curgere a gazelor prin instalaţie, ţinînd seama de pierderile de presiune în rezistenţele gazodinamice ale circuitului (în care este inclus şi coşul de evacuare a gazelor) şi de presiunea dinamică necesară evacuării gazelor (cu o anumită viteză la gura coşului) în atmosferă.

În tehnică, t. se întîlneşte, de regulă, la circulaţia aerului şi a gazelor de ardere printr-o instalaţie de încălzire echipată cu focar (ca-

Scanned with OKEN Scanner

zan de abur sau de apă fierbinte, cuptor industrial, sobă de încălzire etc.), circulație generată de diferența de presiune dintre două secțiuni ale circuitului deschis constituit din elemente componente ale instalației (ex.: la un cazan de abur acest circuit poate fi alcătuit din canalele de gaze ale cazanului în care sînt amplasate suprafețele de încălzire, instalația de desprăfuire și coșul de evacuare în atmosferă). O altă categorie de procese o constituie circulația aerului ambiant peste anumite suprafețe sau elemente de încălzire ale instalațiilor industriale (ex.: turnurile de răcire, ventilația halelor industriale cu surse de căldură etc.). **T.** are drept scop transportul gazelor de ardere produse în focar peste suprafețele de încălzire, evacuarea acestor gaze în atmosferă și, uneori, asigurarea alimentării focarului cu aer necesar arderii. În funcție de modul în care se obține diferența de presiune care generează circulația gazelor, se deosebesc **t.** natural, **t.** artificial și **t.** mixt sau combinat.

T. natural. Este obținut prin diferența dintre greutatea specifică a coloanei de gaze fierbinți din coșul de fum și greutatea specifică a unei coloane de aer atmosferic avînd înălțimea egală cu cea a coșului de fum. Coloana de gaze fierbinți exercitînd la baza coșului o presiune mai mică decît presiunea pe care o exercită (la gurile de admisie în focar a aerului de ardere) coloana de aer atmosferic corespunzătoare, se obține o diferență de presiune între secțiunea de la baza coșului și focar. Această diferență de presiune are expresia:

$$\Delta p_{st} = H_{coș}\, g(\rho_a - \rho_g)\ [\text{Pa}],$$

în care: $H_{coș}$ este înălțimea coșului [m]; $g = 9{,}81$ m/s^2 — accelerația gravitației; ρ_a, ρ_g — densitatea aerului atmosferic, respectiv, a gazelor de ardere la temperaturile corespunzătoare [kg/m^3].

Reglarea **t.** natural se poate obține fie prin varierea rezistenței gazodinamice a traseului gazelor de ardere, fie prin variația depresiunii create de coș. Prima metodă constă în obturarea parțială a canalului de gaze cu ajutorul unei clapete, astfel încît rezistența traseului gazelor să crească, iar debitul de gaze aspirat la coș să scadă. A doua metodă, folosită la cazanele mici de abur, constă în trimiterea unei părți din debitul de gaze de ardere direct la coș (ocolind preîncălzitorul de apă), obținîndu-se astfel mărirea **t.** datorită creșterii temperaturii gazelor de ardere din coș.

În figura T.79 se prezintă o diagramă pentru determinarea **t.** coșurilor de gaze. Exemplu: înălțimea coșului $H = 85$ m; temperatura aerului ambiant $t_a = 5$°C; temperatura gazelor de ardere $t_g = 270$°C, rezultă $\Delta p_{st} = 47{,}2 + 3{,}7 = 50{,}9$ mm H_2O.

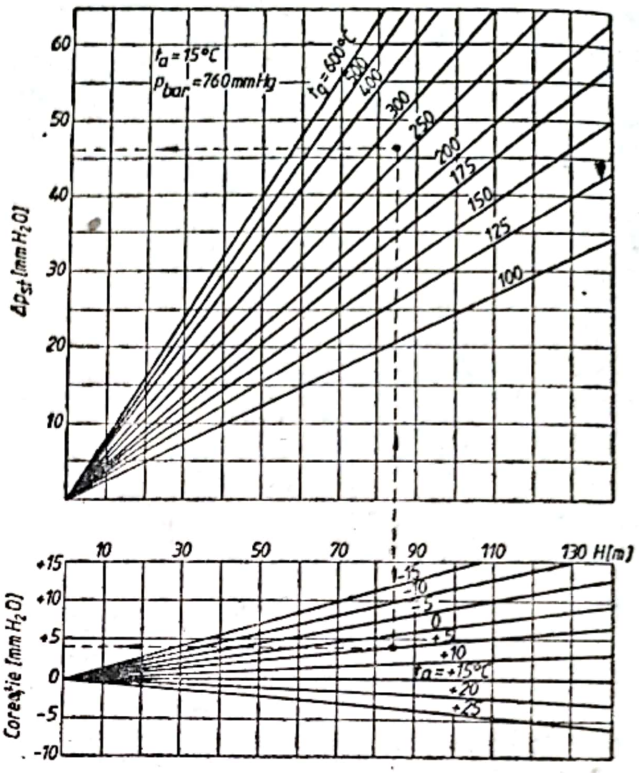


Fig. T.79. Diagrama tirajului coșurilor de gaze $\Delta p_{st} = Hg(\rho_a - \rho_g)$ pentru diferite temperaturi ale gazelor de ardere și ale aerului atmosferic.
H — înălțimea coșului de gaze; t_g — temperatura gazelor de ardere; t_a — temperatura aerului ambiant; p_{bar} — presiunea barometrică.

T. artificial. Este obținut cu ajutorul unui ventilator sau cu ajutorul unui fluid sub presiune (abur sau aer comprimat) prin efect de ejecție. La instalațiile cu **t.** artificial, coșul de gaze (de înălțime relativ mică), servește, de regulă, numai la conducerea gazelor de ardere în atmosferă. **T.** artificial realizat de un ventilator poate fi cu depresiune, cînd întregul circuit de gaze de ardere se găsește la o presiune inferioară presiunii atmosferice sau cu suprapresiune, cînd întregul circuit de gaze de ardere se găsește la o presiune superioară presiunii atmosferice.

T. cu depresiune. Poate fi direct, obținut prin circularea întregului debit de gaze de ardere prin ventilatorul de **t.** amplasat la baza coșului; indirect, prin efect de ejecție obținut prin insuflarea de aer atmosferic la baza coșului; combinat, prin efect de ejecție obținut prin insuflarea la baza coșului a unei părți din debitul de gaze de ardere aspirate de ventilator din canalul de gaze, restul fiind aer atmosferic. **T.** direct se folosește la majoritatea instalațiilor de cazane de abur și de cuptoare industriale; **t.** indirect se folosește pentru evacuarea gazelor de ardere la temperatură înaltă, pentru evitarea construcției costisitoare

din materiale termorezistente a ventilatorului de t.

În instalațiile de t. cu depresiune direct se folosesc ventilatoare radiale sau axiale de turație 750—1 500 rot/min. Ventilatoarele cu turație mai joasă prezintă avantajul unei uzuri mici și dezavantajul de a se anerasa relativ repede (după 6 000—12 000 ore de funcționare). Ventilatoarele de turație ridicată prezintă, față de cele de turație joasă, avantajul unor dimensiuni mai mici (la debit și diferență de presiune egale) și dezavantajul erodării de către cenușa conținută de gazele de ardere (la instalațiile pentru arderea cărbunelui). Ventilatoarele instalațiilor de tiraj ale cazanelor mari de abur se dimensionează, în general, în formula 2×60% (două ventilatoare, fiecare pentru 60% din sarcina nominală). La cazanele mici de abur, se instalează două ventilatoare, fiecare pentru sarcina nominală (unul de rezervă). Acționarea ventilatoarelor de t. se face cu motoare electrice.

Reglarea t. se face prin următoarele metode: variația turației motorului electric de antrenare; reglarea turației ventilatorului cu ajutorul unui variator (cuplaj) hidraulic; laminarea curentului de gaze la aspirație cu ajutorul unei clapete.

T. cu suprapresiune. Se obține prin insuflarea de aer de ardere comprimat, în focarul etanș al instalației în care arderea are loc la presiune supraatmosferică.

T. artificial prin ejecție obținut cu ajutorul aerului sau aburului sub presiune se folosește numai la instalațiile mici.

T. combinat. Este obținut prin combinarea t. natural cu t. artificial cu ventilator, ultimul fiind folosit pentru completarea diferenței de presiune neacoperite de t. natural. Se folosește la instalațiile de cazane cu abur și la cuptoarele industriale.

TITLUL VAPORILOR. Se notează cu x și reprezintă raportul dintre masa vaporilor (m_v) și masa totală a lichidului și vaporilor (m_l+m_v) la starea de saturație, adică la presiunea (p) și temperatura de saturație (t_s) corespunzătoare:

$$x=m_v/(m_l+m_v).$$

Amestecul celor două faze, lichid și vapori la starea de saturație, poartă denumirea de vapori saturați umezi.

Considerînd că $m_l+m_v=1$ kg, rezultă că:
$m_v=x$ (kg vapori/kg vapori saturați umezi)
$m_l=1-x$ (kg lichid/kg vapori saturați umezi) = umiditatea vaporilor.

Valoarea titlului x al vaporilor saturați umezi variază între 0 și 1 iar o umiditate $(1-x)$ între 1 și 0. Pentru $x=0$ se obține $m_v=0$, deci stare de lichid la saturație, numită și stare de lichid saturat (stările 1′; 2′; 3′; ... fig. T.80 și T.81). Pentru $x=1$ se obține $m_l=0$, adică numai vapori la starea de saturație, numiți vapori saturați uscați (stările 1″; 2″; 3″; ... Fig. T.80 și T.81).

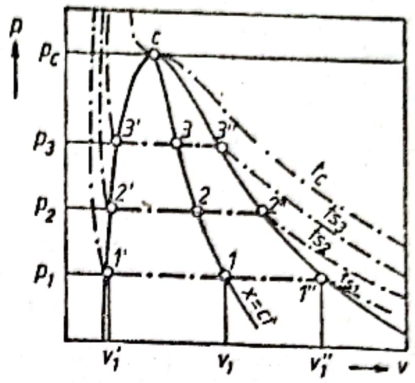


Fig. T.80. Diagrama fazică lichid—vapori în coordonate p-v

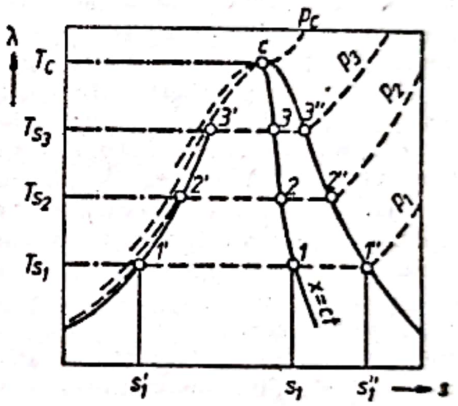


Fig. T.81. Diagrama fazică lichid—vapori în coordonate T-s.

Cu ajutorul t.v. saturați umezi (x) se determină mărimile de stare ale vaporilor saturați umezi (stările 1; 2; 3 ...), mărimi ce nu sînt cuprinse în tabelele de abur.

Astfel, de exemplu, la presiunea p_1 se citesc din tabelele de apă și abur la starea de saturație valorile mărimilor t_{sp1}, v_1', u_1', h_1', s_1' și v_1'', u_1'', h_1'', s_1'' reprezentînd temperatura de saturație și valorile specifice pentru lichid saturat și vapori saturați uscați ale volumelor, entalpiilor, energiilor interne și entropiilor.

Mărimile de stare ale vaporilor saturați umezi, de exemplu în punctul 1, sînt p_1, t_{sp_1} și, ținînd cont de faptul că volumul și energia sînt valori aditive, ceilalți parametri se exprimă:

$$v_1=m_l\cdot v_1'+m_v\cdot v_1''=(1-x)v_1'+xv_1'';$$
$$h_1=(1-x)h_1'+xh_1'';$$
$$u_1=(1-x)u_1'+xu_1'';$$
$$s_1=(1-x)s_1'+xs_1''.$$

Scanned with OKEN Scanner

Din care se poate obține:

$$x=\frac{v_1-v_1'}{v_1''-v_1'}=\frac{\overline{1'1}}{\overline{1'1''}};\quad x=\frac{s_1-s'}{s_1''-s_1'}=\frac{\overline{1'1}}{\overline{1'1''}}.$$

La alte valori ale presiunii, de exemplu p_2, p_3 pe segmentele $\overline{2'2''}$, $\overline{3'3''}$, ... se pot determina punctele 2; 3; ... etc. astfel încît să se obțină egalitățile:

$$\frac{\overline{1'1}}{\overline{1'1''}}=\frac{\overline{2'2}}{\overline{2'2''}}=\frac{\overline{3'3}}{\overline{3'3''}}=\ \ldots\ =x.$$

Se obține, astfel, curba de titlu $x=$const. 1; 2; 3 ...; Pe curba limită inferioară sau curba lichidului saturat (1'; 2'; 3', ...) $m_1=0$ și, deci, $x=1$.

TITRARE. Metodă volumetrică de determinare a concentrației unei soluții. Această metodă se bazează pe măsurarea volumelor soluțiilor consumate într-o reacție. Măsurarea exactă a volumelor soluțiilor consumate se face cu ajutorul biuretelor — tuburi de sticlă cu capătul de jos subțiat și prevăzut cu un robinet pentru scurgerea lichidului sau cu un vîrf de sticlă legat de biuretă prin intermediul unui tub de cauciuc prevăzut cu o clemă. Tuburile sînt gradate în milimetri și zecimi de milimetri. În determinările volumetrice, sfîrșitul reacției dintre substanțele dizolvate este semnalat printr-o modificare exterioară destul de pronunțată: modificarea colorației soluției, apariția unui precipitat etc.

În acest scop, la soluția de cercetat se adaugă o cantitate anumită dintr-un indicator — substanță — care, fără a influența desfășurarea procesului, își modifică brusc colorația sau precipită în momentul cînd excesul de substanță aflată în soluție este înlocuit cu un exces infim dintr-o altă substanță. Astfel de exemplu, în reacția dintre un acid și o bază se poate folosi ca indicator o soluție de fenolftaleină, care își modifică colorația o dată cu trecerea din mediul acid la mediu alcalin și invers.

T. se execută în modul următor. Într-un pahar mic, se măsoară cu ajutorul unei pipete un anumit volum din soluția de concentrație necunoscută și i se adaugă cîteva picături din soluția indicatorului. Punînd paharul sub biuretă, se picură cîte puțin în pahar din soluția aflată în biuretă, soluție de concentrație cunoscută. Adăugarea soluției din biuretă se efectuează pînă în momentul schimbării culorii indicatorului. Se citește cu ajutorul gradațiilor de pe biuretă volumul de soluție utilizat. În analiza volumetrică concentrația soluțiilor se exprimă, de cele mai multe ori, prin numărul de grame de substanță dizolvată conținută într-un mililitru de soluție. Concentrația exprimată în acest mod se numește *titrul soluției*.

Cunoscînd concentrația soluției cu care s-a titrat și volumul acesteia se poate calcula cantitatea în grame de substanță analizată și, deci, și concentrația soluției analizate.

TOBĂ DE EVACUARE. v. Amortizor de zgomot.

TOPIRE. Fenomen de trecere din stare solidă în stare de lichid, efect al unui aport de energie sub formă de căldură pentru solidul respectiv. Pentru substanțele cristalizate fenomenul este descris de distrugerea rețelei cristaline și de apariția fazei lichide care se explică prin creșterea nivelului energetic al particulelor componente ale substanței, nivel pentru care starea de cristal nu mai este energetic stabilă, excesul de energie ducînd la o energie specifică pe molecule mai mare decît cea caracteristică stării de solid cristalin. Temperatura transformării de fază solid-lichid pentru substanțe cristaline este determinată de presiunea deasupra suprafeței solide, conform ecuației Clapeyron-Clausius (identică cu cea caracteristică fenomenului de solidificare). Diferența dintre **t.** și solidificare este exprimată energetic de sensul schimbului de căldură (la solidificare, căldura latentă este cedată de cantitatea de substanță ce se găsește în fază de lichid, iar la **t.** ea este primită de substanța ce se găsește în stare solidă). Pentru substanțele solide nitroase nu există o temperatură netă de **t.** la o anumită presiune, deoarece **t.** acestor categorii de substanțe este un fenomen de înmuiere (concomitent cu creșterea temperaturii substanța trece din solid în lichid, reducîndu-și și viscozitatea o dată cu creșterea temperaturii).

TRACTOR. Autovehicul cu mare putere de tracțiune, folosit în agricultură, industrie sau în scopuri militare, pentru a remorca sau a tracta diverse utilaje, mașini sau vehicule.

T. se împart, după putere (fără a fi stabilite limite fixe), în: mici, pînă la circa 15 CP; mijlocii, pînă la 40 CP; mari, pînă la circa 120 CP și foarte mari, peste 120 CP. În prezent, există **t.** cu utilizări speciale, pînă la puteri de circa 1 000 CP.

La **t.** mici se folosesc, în general, motoare cu aprindere prin scînteie; la cele mijlocii se utilizează și motoare cu petrol sau gaze combustibile produse de un generator, montat chiar pe **t.**; la cele mari și foarte mari se folosesc motoare diesel.

TRACȚIUNE FEROVIARĂ. Sistem de tracțiune folosit la calea ferată, la care un vehicul de tracțiune (locomotivă) trage, pe o cale, vehiculele purtătoare de sarcini (vagoanele).

În afară de locomotive și vagoane, se mai folosesc pentru **t.f.** și vagoane autopropulsate care circulă individual, sub denumirea de automotoare, sau cuplate, formînd garnituri de tren, numite trenuri diesel sau trenuri electrice.

Locomotivele sînt mijloacele propriu-zise de tracțiune feroviară, care pot fi clasificate

Scanned with OKEN Scanner

după domeniul de utilizare: locomotive de manevră cu puteri mici pentru staţii sau triaje, locomotive de linie secundară cu puteri şi viteze adecvate acestei folosiri; locomotive de marfă cu forţe mari de tracţiune, locomotive pentru trenuri de călători obişnuite, locomotive cu viteze mari. Un alt criteriu de clasificare este echipamentul de tracţiune a locomotivei: locomotive cu abur; locomotive diesel (cu transmisii mecanice, hidraulice sau electrice); locomotive electrice cu preluare de curent de la reţea (catenară sau a treia şină).

Locomotivele diesel trebuie să fie prevăzute cu o transmisie pentru convertirea cuplului. Cele trei sisteme principale de transmisii sînt: mecanică (cu funcţionare în trepte), hidrodinamică (cu variaţie aproape continuă de cuplu) şi electrică (cu variaţie continuă de cuplu).

TRADUCTOR. Dispozitiv care realizează conversia mărimii de intrare, rezultată din interacţiunea elementului său sensibil (v. Senzor) cu sistemul studiat, în mărimea (semnalul) de ieşire, de o altă natură (electrică sau pneumatică) care depinde de caracteristicile sistemului de măsură, control, comandă sau reglaj în care el se află inclus (Fig. T.82).

T. poate fi de tip pasiv (generator), dacă energia semnalului de ieşire provine integral din energia semnalului de intrare, sau de tip activ (parametric), dacă energia semnalului de ieşire este furnizată de o sursă auxiliară (generatorul de semnal — Fig. T.82), senzorul traductorului intervenind numai asupra unui parametru al acestui semnal, pe care-l modifică în funcţie de nivelul (valoarea) mărimii măsurate.

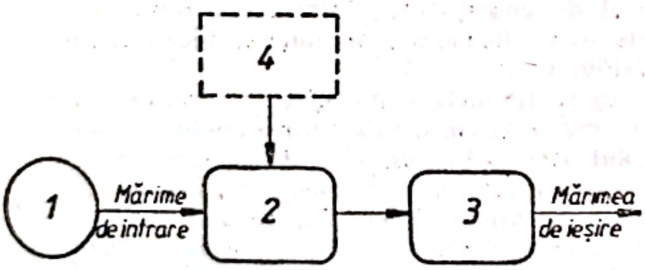


Fig. T.82. Schema generală a unui traductor: *1* — sistemul studiat; *2* — senzor (captor); *3* — element de tratare a semnalului; *4* — generator de semnal (sursă de energie auxiliară).

Natura energetică a oricărui semnal face ca el să poată fi descris cu ajutorul a două mărimi inseparabile: mărimea măsurată (primară — x_{i1}) şi mărimea asociată (secundară — x_{i2}), ultima definită de condiţia ca produsul celor două mărimi să aibă dimensiunea energiei sau puterii. Cînd una din aceste mărimi este extensivă, cealaltă va fi implicit, intensivă.

Consumul de energie sau putere preluată de traductor de la sistemul studiat pentru formarea semnalului de intrare poate influenţa acurateţea măsurătorii (apropierea între valoarea obţinută şi cea reală). Consumul de putere este evidenţiat prin indici, numiţi prin analogie cu circuitele electrice:

— impedanţa de intrare; $z_i = \dfrac{\partial x_{i1}}{\partial x_{i2}}$, dacă mărimea măsurată (x_{i1}) este de tip intensiv; poartă numele de rigiditate (sensibilitate statică — S_i) atunci cînd exprimă consumul de energie;

— admitanţă de intrare $y_i = \dfrac{\partial x_{i1}}{\partial x_{i2}}$, dacă mărimea măsurată (x_{i1}) este de tip extensiv; dacă evidenţiază consumul de energie poartă numele de receptanţă (compliantă, c_i).

În mod analog, se definesc impedanţa de ieşire (z_e), respectiv admitanţa de ieşire (y_e).

Funcţionarea t. poate fi caracterizată prin:

— sensibilitate absolută, definită ca variaţia mărimii de ieşire (x_e), corespunzătoare unei variaţii infinit mici a semnalului de intrare (x_i):

$$S_a = \lim_{\Delta x_i \to 0} \frac{\Delta x_e}{\Delta x_i} = \frac{dx_e}{dx_i};$$

— sensibilitate relativă, definită prin relaţia:

$$S_r = \lim_{\Delta x_i \to 0} \frac{\Delta x_e / x_e}{\Delta x_i / x_i} = S_a \frac{x_i}{x_e}$$

Caracteristica statică intrare-ieşire, care exprimă relaţia între mărimea de ieşire şi cea de intrare, în regim static poate fi liniară (Fig. T.83 *a*) sau neliniară (Fig. T.83 *b*), continuă

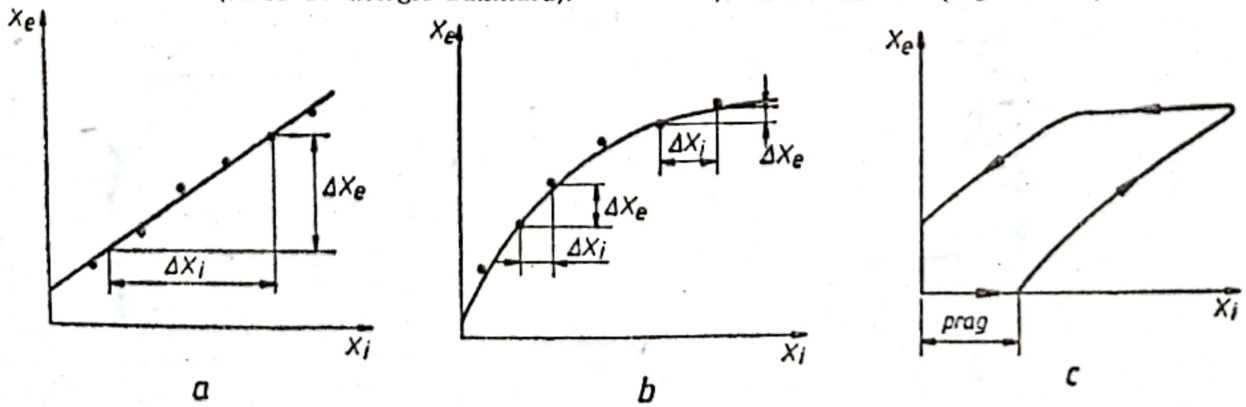


Fig. T.83. Caracteristici statice: *a* — liniară; *b* — neliniară; *c* — neuniformă.

sau discontinuă şi, eventual, neuniformă (cu histerezis — Fig. T.83 *c*, cauzat de pierderile interne şi externe de energie);

— prag (Fig. T.83 *c*), ce reprezintă cea mai mică valoare a mărimii de intrare pentru care se obţine o valoare a mărimii de ieşire detectabilă;

— rezoluţie, definită ca variaţia minimă a mărimii de intrare (utile), care conduce la o modificare observabilă a mărimii de ieşire;

— caracteristici dinamice, reprezentînd răspunsul **t.** la diferite moduri de variaţie în timp a mărimii de intrare (de tip treaptă, rampă, impuls, sinusoidal).

Acestea se pot exprima analitic printr-o relaţie, în majoritatea cazurilor, de formă diferenţială în raport cu timpul, între mărimile principale şi secundare asociate fizic în semnal;

— timp de răspuns, timpul care se scurge din momentul aplicării semnalului de intrare pînă cînd semnalul de ieşire atinge valoarea finală (în limitele preciziei impuse).

Semnalul de ieşire se poate afla simultan sub acţiunea a trei categorii de semnale de intrare:

— semnalul util (dorit) — corespunzător destinaţiei **t.**;

— semnalul interferent — nedorit, dar de aceeaşi natură cu semnalul util şi de aceea, fără influenţă calitativă asupra corelaţiei acestuia cu semnalul de ieşire;

— semnalul modificator, care perturbă însăşi natura (legea) corelaţiei dintre semnalul de ieşire şi cel de intrare.

Combaterea influenţei semnalelor nedorite se poate face pe trei căi:

— insensibilizarea **t.** la acţiunea semnalelor perturbatoare;

— atenuarea perturbaţiilor prin introducerea unor semnale opuse lor;

— filtrarea selectivă a semnalului de intrare, cu blocarea semnalelor perturbatoare.

T. inductiv. Este un element de circuit electromagnetic, care transformă mărimea de intrare în tensiune electromotoare indusă.

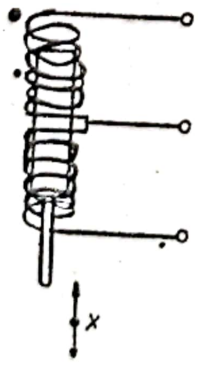


Fig. T.84. Traductor de inductanţă variabilă.

Pentru măsurarea deplasărilor liniare sau unghiulare se pot utiliza:

a) **t.** inductiv de inductanţă variabilă, care reprezintă, constructiv, o bobină cu priză mediană (Fig. T.84); pentru îmbunătăţirea liniarităţii traductorului se folosesc două bobine cu sensuri de înfăşurare opuse, conectate într-un sistem diferenţial; asemenea **t.** permit studiul cinematicii supapei motorului;

b) **t.** (inductiv) de reluctanţă variabilă, la care elementul mobil este însăşi piesa studiată care modifică prin deplasare întrefierul unui circuit electromagnetic (Fig. T.85); cu un **t.** de acest tip se poate studia mişcarea acului injectorului;

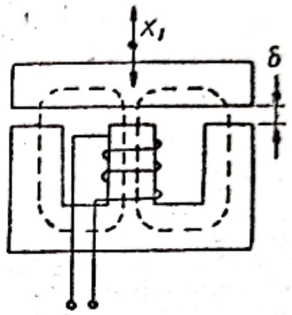


Fig. T.85. Traductor de reluctanţă variabilă.

c) **t.** (inductiv) de inductanţă mutuală variabilă, reprezentînd un transformator al cărui miez mobil modifică prin deplasarea sa factorul de cuplaj între înfăşurarea primară şi cele două înfăşurări secundare, identice, ale **t.** (Fig. T.86);

d) **t.** (inductiv) cu pierderi variabile în fier, care este constituit dintr-o bobină cu miez mobil legată într-un circuit oscilant; cu cît miezul din material feromagnetic pătrunde mai adînc în interiorul bobinei, cu atît pierderile în fier cresc şi amplitudinea oscilaţiilor generate scade. Filtrînd tensiunea generată de oscilator, se obţine un semnal proporţional cu deplasarea miezului.

Măsurarea vitezelor de translaţie se poate face cu **t.** inductiv alcătuit din două bobine

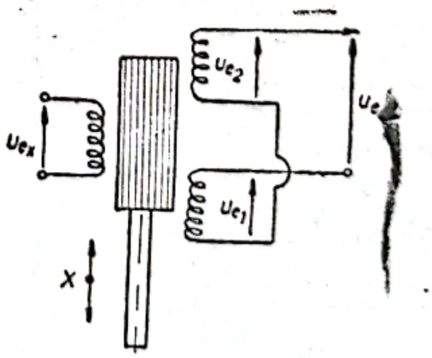


Fig. T.86. Traductor de inductanţă mutuală variabilă.

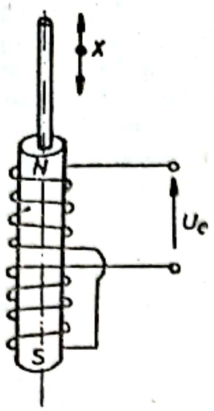


Fig. T.87. Traductor inductiv de viteză de translație.

(cu înfășurările în sensuri opuse, pentru creșterea sensibilității) în interiorul cărora se deplasează un magnet permanent (Fig. T.87).

Pentru măsurarea vitezelor din mișcarea de rotație se folosesc tahometre de diferite tipuri:

a) cu curent continuu — un generator de curent continuu cu magnet permanent;

b) cu curent alternativ — un generator de curent alternativ polifazic cu rotorul în scurt-circuit;

c) cu curenți turbionari, induși în pereții carcasei masive, de rotorul constituit dintr-un magnet permanent (Fig. T.88). Din interac-

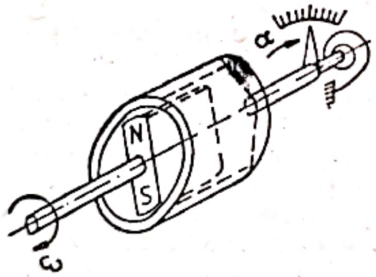


Fig. T.88. Tahometru cu curenți turbionari.

țiunea acestor curenți cu cîmpul magnetic rotitor rezultă un moment (cuplu) de torsiune aplicat carcasei, a cărei mișcare este echilibrată de un resort și indicată pe un cadran.

Măsurarea debitului fluidelor se poate face utilizînd un t. de reluctanță variabilă care, montat în carcasa unui debitmetru turbină, permite determinări precise de viteză de rotație, convertite în debite pe baza corelației liniare dintre cele două mărimi (Fig. T.89).

Debitmetrul electromagnetic este destinat măsurării debitului unui lichid bun conducător de electricitate care, la trecerea printr-un cîmp magnetic (în general alternativ), induce o tensiune electromotoare independentă de viscozitatea și densitatea lichidului.

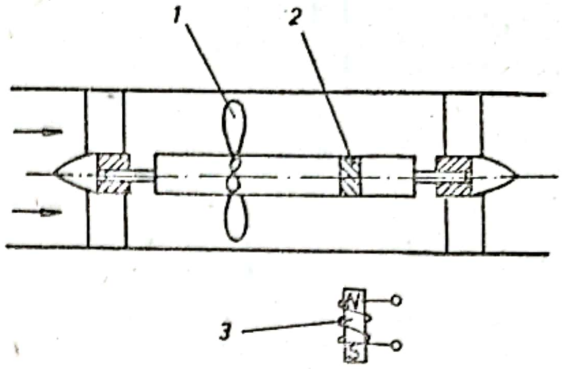


Fig. T.89. Traductor inductiv de debit:
1 — turbină; *2* — bolț din material feromagnetic; *3* — bobină cu miez magnetic.

Măsurarea presiunilor rapid variabile, de exemplu în cilindrii mașinilor cu piston, se poate face cu t. inductive de deplasare cu membrană (Fig. T.90), cu erori reduse de histerezis și de neliniaritate.

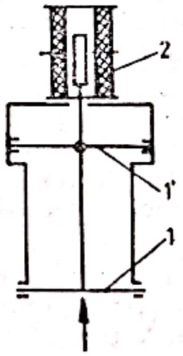


Fig. T.90. Traductor inductiv de presiune:
1, 1' — membrane elastice;
2 — traductor inductiv diferențial.

T. capacitiv este un condensator electric de capacitate variabilă, fie ca urmare a unei deplasări relative liniare sau unghiulare a armăturilor, fie prin variația permitivității mediului dielectric dintre ele (Fig. T.91). T. de acest

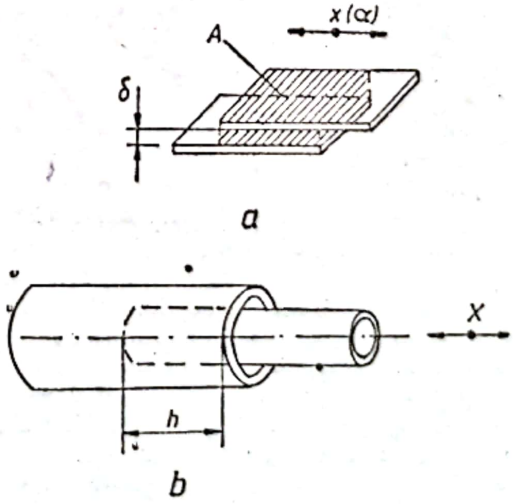


Fig. T.91. Traductor capacitiv:
a — plan; *b* — cilindric; *A* — aria de suprapunere a armăturilor; *h* — distanța de străpungere a armăturilor.

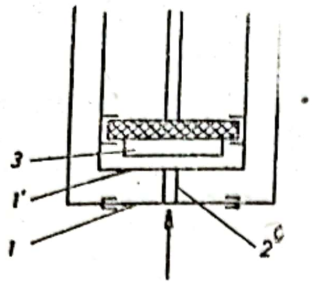


Fig. T.92. Traductor capacitiv de presiune:
1, 1' — membrane elastice; *2* — tijă de legătură; *3* — armătură fixă.

tip pot fi utilizate pentru determinarea sau vizualizarea unor deplasări liniare sau unghiulare, a unor variaţii rapide de presiune (Fig. T.92) etc.

T. rezistiv. Constă dintr-un rezistor care introduce în circuitul electric de ieşire o rezistenţă electrică variabilă cu mărimea de intrare (măsurată). Poate fi de mai multe tipuri:

a) **t.** rezistiv de contact, care îşi modifică rezistenţa electrică sub acţiunea forţei (de presiune) aplicate; poate fi utilizat şi ca **t.** de presiune în regim variabil. Influenţa temperaturii şi, mai ales, histerezisul mecanic fac necesare mijloace de corecţie;

b) **t. potenţiometric**, alcătuit dintr-un element rezistiv fix pe care se deplasează cursorul sub acţiunea sistemului studiat (Fig. T.93).

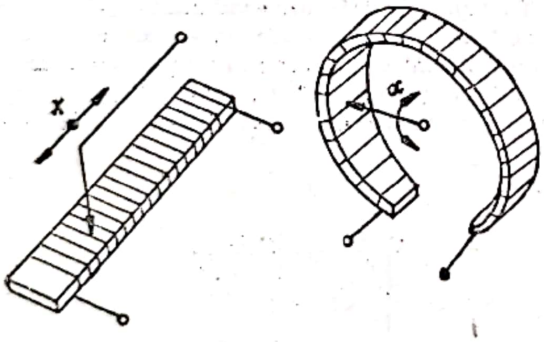


Fig. T.93. Traductor potenţiometric de deplasare.

Rezoluţia sa este limitată de diametrul firului rezistiv, de pasul între spirele înfăşurării şi de caracteristicile generale ale cursorului; ca are valori net superioare, dacă elementul rezistiv fix este din peliculă de carbon. Se utilizează, în general, pentru măsurarea deplasărilor liniare sau unghiulare, dar se poate folosi şi pentru măsurători de presiune statice şi cvasistatice, cursorul fiind acţionat de un element sensibil manometric, de tip tub Bourdon, burduf, capsulă sau membrană;

c) **t.** tensometric (sin.: marcă tensometrică) — Figura T.94 — care se compune din conductorul *1* izolat pe suportul *2*, care se fixează cu adeziv pe suprafaţa *3*, deformîndu-se împreună cu aceasta sub acţiunea solicitărilor mecanice la care este supusă piesa studiată. Se utilizează,

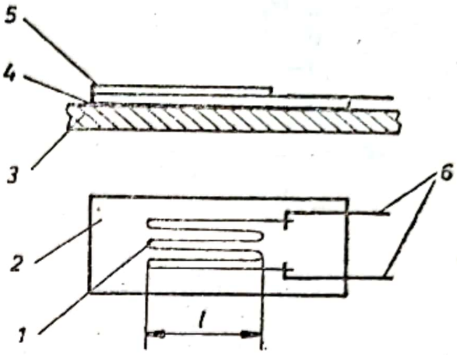


Fig. T.94. Traductor tensiometric:
1 — grilă; *2* — suport; *3* — suprafaţa de aşezare; *4* — strat de adeziv; *5* — folie protectoare; *6* — conductori.

în general, pentru determinări cantitativ precise de eforturi şi deformaţii. Este utilizat la măsurători de presiune în regim dinamic pentru componentele maşinilor termice puternic solicitate (cartere de motoare cu ardere internă, carcase de turbine cu abur etc.);

d) **t.** termorezistiv (v. Termorezistenţă), conductor a cărui rezistenţă electrică este variabilă cu temperatura după o lege cunoscută.

Anemometrul cu fir cald sau cu peliculă caldă este un conductor de rezistenţă electrică variabilă cu temperatura, cu deosebirea că, în acest caz, variaţia temperaturii conductorului este condiţionată de modificarea fluxului termic convectiv cedat mediului exterior fluid, în funcţie de viteza relativă de curgere a acestuia (v. Anemometru).

Anumite analizoare de gaze îşi bazează, de asemenea, funcţionarea pe modificarea rezistenţei electrice a unui conductor cu temperatură (v. Analizor de gaze).

Vacuumetrul cu termorezistenţă (Fig. T.95) este utilizat pentru presiuni scăzute (10—

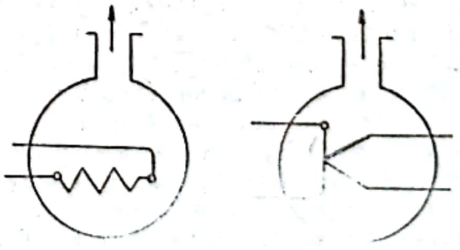


Fig. T.95. Traductor vacuumetric rezistiv:
a — cu termorezistenţă; *b* — cu termocuplu.

10^{-3} mm Hg); scăderea conductivităţii termice a unui mediu gazos, datorită scăderii presiunii sale, determină o creştere corespunzătoare a temperaturii şi, odată cu ea, a rezistenţei electrice a t.;

e) t. conductimetric, care măsoară variaţia conductivităţii electrice a mediului dintre doi electrozi metalici, cu compoziţia acestuia. Din această categorie fac parte: t. electrolitice, utilizate pentru determinarea salinităţii apei de alimentare a cazanelor centralelor termice şi t. conductimetrice de umiditate, bazate pe scăderea rezistenţei electrice a materialelor cu creşterea conţinutului lor de umiditate.

T. termoelectrice. Este t. a cărui funcţionare se bazează pe efectul termoelectric (Seebeck) (v. Cuplu termoelectric).

T. piezoelectrice. Îşi bazează funcţionarea pe efectul piezoelectric — proprietate a unor materiale dielectrice cristaline (cuarţul, sulfatul de litiu, etc.) sau ceramice (titanatul de bariu etc.), constînd în apariţia de sarcini electrice pe suprafaţa lor exterioară, precum şi a unei polarizări interioare, atunci cînd sînt supuse unor deformaţii mecanice. Sarcinile electrice sînt proporţionale cu efortul care le-a provocat şi dispar odată cu acesta. Efectul se poate manifesta şi în sensul invers, al conversiei semnalului electric în deformaţie mecanică.

Pe suprafeţele exterioare încărcate cu sarcini electrice se aplică electrozi metalici ce se conectează într-un circuit electric (Fig. T.96)

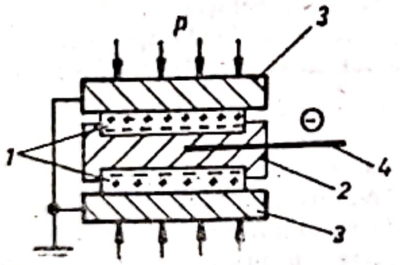


Fig. T.96. Traductor piezoelectric.

în care ei se comportă la fel ca armăturile unui condensator.

Este utilizat cu precădere pentru măsurători precise de presiune în regim dinamic la maşinile cu piston. În condiţiile unei foarte bune izolări se poate folosi şi pentru măsurători cvasistatice.

T. fotoelectrice. Funcţionează pe baza conversiei energiei luminoase (sau în general, radiante) în energie electrică. Principalele tipuri sînt următoarele:

a) fotodioda cu vid, constructiv asemănătoare unui tub electric cu catodul acoperit cu material fotoemisiv, care, absorbind energia radiantă, emite electroni; ajunşi pe anodul tubului, aceştia închid circuitul electric în care este plasat t. Dependenţa între fluxul luminos incident şi curentul care străbate tubul este perfect liniară. Supus unor fluxuri intense de energie iradiantă poate suferi fenomenul de oboseală care-l scoate din funcţionare temporar sau definitiv;

b) fotodioda cu gaz, care are o construcţie similară celei a fotodiodei cu vid, cu deosebirea că în tub se introduce gaz inert la presiune scăzută (cca 0,1 mm Hg); datorită ionizării moleculelor de gaz prin contactul cu fotoelectronii, rezultă un factor de amplificare de ordinul 5—10, însă viteza de deplasare a ionilor în cîmpul dintre anod şi catod fiind mică, dependenţa curentului prin tub, de fluxul luminos incident este neliniară;

c) fotomultiplicatorul, la care electronii e nişi de catod în drumul lor spre anod, vin în contact cu un număr de 6—13 dynozi, ale căror suprafeţe sînt capabile să emită fiecare pînă la 3 electroni, sub acţiunea unui electron incident, realizînd astfel factori de amplificare înalţi (de pînă la 10^6);

d) t. (celule) fotoelectrici cu semiconductoare, care sînt de două tipuri: fotoconductivi, care, incluşi într-un circuit electric, se comportă ca rezistenţe variabile cu intensitatea radiaţiei incidente şi fotoemisivi, care convertesc direct energia radiantă în energie electrică.

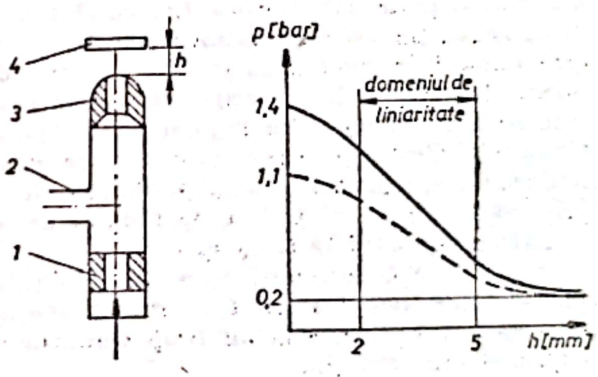


Fig. T.97. Traductor pneumatic de deplasare.

T. hidraulice sau pneumatice. Transformă semnalul de intrare într-o presiune sau variaţie de presiune, transmisă unui instrument de măsură sau unui element de execuţie. Pe acest principiu sînt construite t. de deplasare (Fig T.97), debitmetre (v. Debitmetru) şi termometre (v. Termometru)

TRANSFER DE CĂLDURĂ (Sin.: **transmisie de căldură**). Schimb de căldură între două corpuri, două regiuni ale aceluiaşi corp, sau două fluide, ca rezultat al unei diferenţe de temperatură dintre acestea. Parametrul cu care se apreciază calitatea căldurii este temperatura. **T. de c.** respectă principiile termodinamicii: principiul I al termodinamicii, care exprimă legea conservării energiei şi principiul al II-lea al termodinamicii, care stabileşte sen-

Scanned with OKEN Scanner

sul natural al propagării căldurii, întotdeauna de la sursa cu temperatură mai ridicată către sursa cu temperatură mai coborîtă.

T. de c. a pătruns, practic, în toate domeniile tehnicii actuale, iar importanța lui este în continuă creștere. Legile **t. de c.** controlează proiectarea și funcționarea unei extrem de mari varietăți de aparate și instalații industriale (generatoare de abur clasice sau nucleare, focare, schimbătoare de căldură regeneratoare sau recuperatoare, de suprafață sau amestec, reactoare nucleare etc.). Obiectivele principale ale **t. de c.** sînt: în primul rînd, determinarea sau asigurarea cantității de căldură schimbată în unitatea de timp în condiții date de temperatură, iar, în al doilea rînd, verificarea compatibilității materialelor folosite cu regimul de temperaturi la care sînt supuse. Se menționează că un aparat schimbător de căldură reprezintă o soluție optimă din punct de vedere termic, hidraulic, mecanic, economic și de siguranță în funcționare, de regulă, **t. de c.** fiind factorul determinant. La acestea se adaugă găsirea metodelor și procedeelor de intensificare sau, în anumite cazuri, de reducere a **t. de c.**

T. de c. are loc în trei moduri distincte: conducție, radiație și convecție. Conform definiției anterioare, numai conducția și radiația reprezintă procese de **t. de c.** datorite exclusiv unei diferențe de temperatură. Cel de-al treilea mod, convecția, este un proces mai complex, care implică în mod necesar și transferul de masă. Deoarece, însă, convecția realizează transferul de energie din regiuni cu temperatură mai ridicată către regiuni cu temperatură mai coborîtă, a devenit general acceptat **t. de c.** prin convecție ca al treilea mod de **t. de c.**

Mărimi de bază în t. de c.

Cîmpul de temperatură reprezintă totalitatea valorilor temperaturii t în întreg spațiul de coordonate x, y, z la un timp oarecare τ, exprimat prin ecuația:

$$t=f(x, y, z, \tau).$$

Cîmpul de temperatură poate fi constant (staționar sau permanent) și tranzitoriu (nestaționar sau variabil), după cum timpul τ apare explicit sau nu în ecuația anterioară; în funcție de numărul de coordonate care apar, cîmpul de temperatură poate fi uni-, bi- sau tridirecțional.

Suprafața izotermă reprezintă totalitatea punctelor din spațiul considerat, care la timpul τ au aceeași temperatură t. Suprafețele izoterme sînt suprafețe continue care nu se intersectează între ele.

Gradientul de temperatură este o mărime cu ajutorul căreia se exprimă creșterea elementară de temperatură într-un punct al unui cîmp de temperatură, la un timp τ dat. Gradientul de temperatură reprezintă un vector normal la suprafață izotermă și este numeric egal cu limita raportului dintre variația temperaturii Δt între două suprafețe izoterme și distanța Δn dintre acestea, măsurată pe normală la suprafață, cînd Δn tinde către zero, adică:

$$\text{grad } t=\lim(\Delta t/\Delta n)=\partial t/\partial n \Big|_{\Delta n \to 0} \text{ [K/m]}.$$

Valoarea gradientului de temperatură cu semn schimbat reprezintă căderea elementară de temperatură, iar vectorial indică sensul de propagare a căldurii.

Fluxul termic (*de căldură*) Q este cantitatea de căldură care trece printr-un corp sau de la un corp la altul, printr-o suprafață izotermă S, în unitatea de timp:

$$Q=\Delta Q/\Delta\tau \text{ [W]}$$

unde ΔQ este cantitatea de căldură transferată [J]; $\Delta\tau$ — intervalul de timp de **t. de c.** [s].

Densitatea fluxului termic (*fluxul unitar de căldură*) q_s reprezintă fluxul de căldură care traversează unitatea de suprafață izotermă în unitatea de timp:

$$q_s=Q/S=\Delta Q/S\Delta\tau \text{ [W/m}^2\text{]},$$

unde S este aria suprafeței izoterme de **t. de c.** [m^2].

Analogia electrică a t. de c. Legea lui Ohm, care exprimă legătura dintre intensitatea curentului continuu I, diferența de potențial ΔU și rezistența electrică R_e, are o formă analogă în **t. de c.**, prin relația dintre fluxul termic unitar q, diferența de temperatură (potențial) termometric) Δt și rezistență termică R:

$$I=\Delta U/R_e; \quad q=\Delta t/R$$

în care q se măsoară în W/m^2, Δt în K, iar R în m^2·K/W. Inversul rezistenței termice poartă numele de conductanță termică.

Conducția termică. Este procesul de **t. de c.** dintr-o regiune cu temperatură mai ridicată către o regiune cu temperatură mai coborîtă în interiorul unui mediu (solid, lichid sau gazos) sau între medii diferite în contact fizic, sub influența unei diferențe de temperatură, fără existența unei deplasări a particulelor care alcătuiesc mediile respective.

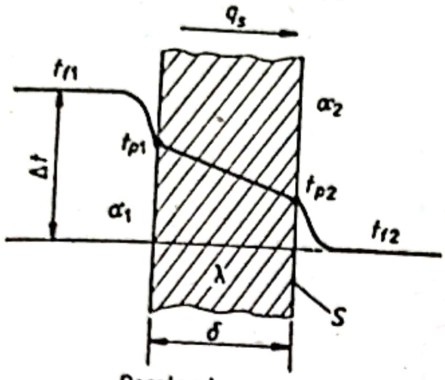
Mecanismul **t. de c.** prin conducție în corpurile solide, lichide sau gazoase se desfășoară în mod diferit.

La corpurile solide nemetalice (dielectrice), conducția termică se realizează prin vibrația termică a rețelei cristaline, care poate fi considerată ca o suprapunere de unde acustice elastice. Astfel, dacă un cristal are două fețe la temperaturi diferite, căldura trece prin fononi de la fața caldă la cea rece prin radiație acustică (în mod asemănător propagării energiei în spațiu prin unde electromagnetice). Conceptul de fonon în conducția termică este

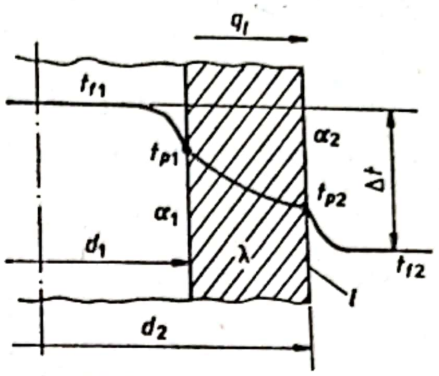
Scanned with OKEN Scanner

Tabelul T.13

Mărimi şi relaţii de bază în calculul transferului de căldură, în regim constant, între două fluide separate de un perete despărţitor



Perete plan



Perete cilindric

Denumirea	Perete	Unitatea de măsură	Relaţia de calcul
Rezistenţa termică la conducţie	Plan	m²·°C/W	$R_{sp}=\frac{\delta}{\lambda}$
	Cilindric	m²·°C/W	$R_{lp}=\frac{1}{2\pi\lambda}\ln\frac{d_2}{d_1}$
Rezistenţa termică la convecţie	Plan	m²·°C/W	$R_{s_1}=\frac{1}{\alpha_1}$; $R_{s_2}=\frac{1}{\alpha_2}$
	Cilindric	m·°C/W	$R_{l_1}=\frac{1}{\pi d_1\alpha_1}$; $R_{l_2}=\frac{1}{\pi d_2\alpha_2}$
Rezistenţa termică totală	Plan	m²·°C/W	$R_{st}=R_{s_1}+R_{sp}+R_{s_2}$
	Cilindric	m·°C/W	$R_{lt}=R_{l_1}+R_{lp}+R_{l_2}$
Coeficientul global de schimb de căldură	Plan	W/m²·°C	$k_s=\frac{1}{R_{st}}=\frac{1}{R_{s_1}+R_{sp}+R_{s_2}}$
	Cilindric	W/m·°C	$k_l=\frac{1}{R_{lt}}=\frac{1}{R_{l_1}+R_{lp}+R_{l_2}}$
Fluxul termic unitar	Plan	W/m²	$q_s=k_s\Delta t=k_s(t_{f1}-t_{f2})=\frac{t_{f1}-t_{f2}}{R_{st}}$
	Cilindric	W/m	$q_l=k_l\Delta t=k_l(t_{f1}-t_{f2})=\frac{t_{f1}-t_{f2}}{R_{lt}}$

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul T.13 (continuare)

Denumirea	Perete	Unitatea de măsură	Relaţia de calcul
Fluxul de căldură	Plan	W	$Q=q_s\ S=k_s\cdot S\cdot\Delta t=k_s(t_{f1}-t_{f2})S$
	Cilindric	W	$Q=q_l\ l=k_l l\Delta t=k_s(t_{f1}-t_{f2})l$
Temperatura suprafeţelor peretelui	Plan	°C	$t_{p1}=t_{f1}-q_sR_{s1}=t_{f2}+q_s(R_{sp}+R_{s2})$ $t_{p2}=t_{f1}-q_s(R_{s1}+R_{sp})=t_{f2}+q_sR_{s2}$
	Cilindric	°C	$t_{p1}=t_{f1}-q_lR_{l1}=t_{f2}+q_l(R_{lp}+R_{l2})$ $t_{p2}=t_{f1}-q_l(R_{l1}+R_{lp})=t_{l2}+q_lR_{l2}$

analog celui de foton din teoria radiaţiei electromagnetice. La trecerea prin materiale, fononii sînt atenuaţi datorită fenomenului de dispersie (împrăştiere), atenuarea undelor termoacustice fiind o mărime proporţională cu rezistenţa termică la conducţie. Pentru cristalele ideale, la care dispersia fononilor lipseşte, rezistenţa termică este coborîtă, iar conducţia termică are o intensitate ridicată. În cristalele reale, datorită unor defecte de structură sau impurităţi, creşte dispersia fononilor, iar conducţia termică se reduce. În materialele amorfe, lipsite de structură simetrică sau periodică, dispersia fononilor este foarte mare, iar conducţia termică foarte redusă.

La corpurile solide metalice şi semiconductoare, conducţia termică se realizează prin două procese: transferul de energie cu ajutorul fononilor prin unde ale reţelei şi transferul de energie cu ajutorul electronilor liberi (de valenţă), consideraţi ca un gaz monoatomic perfect. Contribuţia electronilor liberi este de 10—30 ori mai mare decît contribuţia fononilor.

La corpurile lichide şi gazoase, conducţia termică se realizează prin două procese: ciocnirile elastice din aproape în aproape între molecule sau atomi, poziţia reciprocă a acestora rămînînd însă aceeaşi în spaţiu şi deplasarea electronilor liberi. În cazul particular al metalelor lichide şi electroliţilor, contribuţia ultimului proces este de 10—1 000 ori mai mare decît la lichidele nemetalice. Gazele, avînd o distribuţie haotică a moleculelor, cu legături intermoleculare slabe şi distanţe mai mari între molecule, realizează cel mai redus t. de c. prin conducţie.

Conducţia este singurul mecanism de t. de c. prin corpurile solide. În fluide (lichide sau gaze), conducţia este de obicei, combinată cu convecţia, iar în unele cazuri şi cu radiaţia termică.

Ecuaţia de bază a conducţiei termice unidirecţionale printr-un material este legea lui Fourier exprimată în forma:

$$q_s=\frac{Q}{S}=-\lambda\frac{dt}{dx}\quad [\mathrm{W/m^2}],$$

în care Q este fluxul de căldură [W]; λ — conductivitatea termică a materialului [W/m·K] (v. Conductivitate termică); S — aria suprafeţei izoterme de t. de c. [m^2].

Difuzivitatea termică este definită prin relaţia: $a=\lambda/\rho c_p$[m^2/s] şi reprezintă o proprietate fizică a materialelor. Mărimea a apare în procesele termice tranzitorii, caracterizează variaţia în timp a temperaturii corpului şi este o măsură a inerţiei termice a corpului considerat (v. Difuzivitate termică; Inerţie termică).

În tehnică, t. de c. are loc, în majoritatea cazurilor, prin pereţi cu forme geometrice regulate, care admit încadrarea problemei în cazul simplificat al conducţiei termice unidirecţionale:

a) pereţi plani, ca, de exemplu, la cuptoarele industriale, construcţiile civile, schimbătoarele de căldură cu suprafaţă plană etc.;

b) pereţi cilindrici, reprezentaţi de întreaga varietate de aparate schimbătoare de căldură tubulare, conductele pentru transportul fluidelor calde sau reci etc.;

c) pereţi sferici, cum este cazul rezervoarelor sferice. În unele cazuri, pereţii sînt alcătuiţi din materiale omogene (de exemplu, peretele unei ţevi), alteori din materiale neomogene (de exemplu, pereţii alcătuiţi din mai multe straturi, cum este cazul conductelor metalice izolate termic).

Scanned with OKEN Scanner

Practic, în toate aplicaţiile, **t. de c.** are loc între două fluide, unul cald şi altul rece, prin pereţi despărţitori. Trebuie făcută menţiunea că, în practică, formele geometrice ale elementelor utilizate pot diferi de geometriile simple enumerate mai sus. Problema se poate rezolva, în acest caz, în două moduri:

— aproximarea geometriei reale cu una simplă, respectiv considerarea unui proces unidirecţional, în limitele unei erori admisibile;

— tratarea geometriei reale în cadrul unui proces bi- sau tridirecţional, cu o precizie mai bună, obţinută, însă, prin calcule mult mai laborioase.

În tabelul T.13 se prezintă elementele calculului **t. de c.** între două fluide separate de un perete plan sau cilindric. În tabel, λ=conductivitatea termică a peretelui [W/m·°C]; α_1, α_2 — coeficientul de convecţie pentru fluidul cald, respectiv, rece [W/m²·°C]; δ — grosimea peretelui plan [m]; d_1, d_2 — diametrul interior,

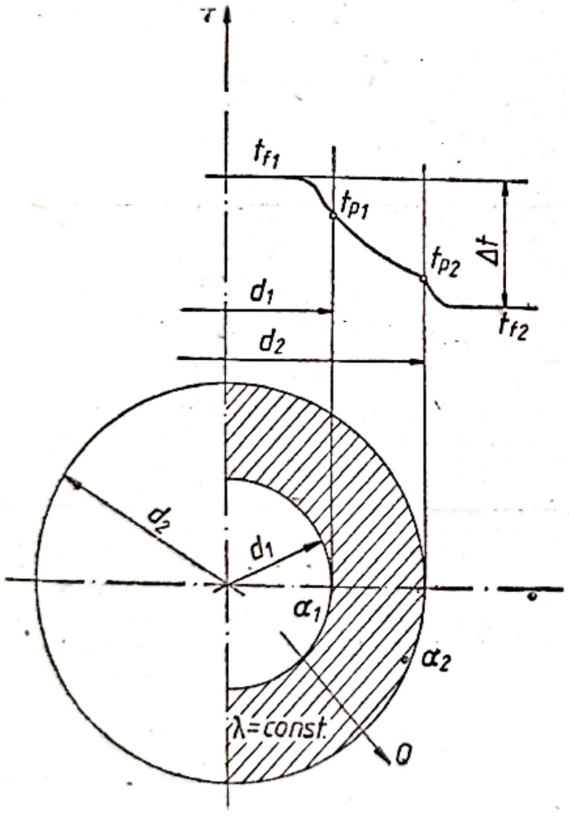


Fig. T.98. Transferul căldurii prin conducţie şi distribuţia temperaturii într-un perete sferic omogen.

respectiv, exterior al peretelui cilindric [m]; S — suprafaţa peretelui plan [m²]; l — lungimea tubului cilindric [m].

T. de c. între două fluide cu temperaturile t_{f1} şi t_{f2} printr-un perete sferic (Fig. T.98) cu diametrele d_1 şi d_2, conductivitatea termică λ, coeficienţii de **t. de c.** prin suprafaţă (convecţie) α_1 şi α_2 se calculează cu relaţiile:

$$Q=k_{sf}(t_{f1}-t_{f2})\ [\mathrm{W}];\quad k_{sf}=$$

$$=\frac{1}{\frac{1}{\pi d_1^2\alpha_1}+\frac{1}{2\pi\lambda}\left(\frac{1}{d_1}-\frac{1}{d_2}\right)+\frac{1}{\pi d_2^2\alpha_2}}$$

[W/°C],

unde k_{sf} [W/°C] este coeficientul global de **t. de c.** pentru peretele sferic. Temperaturile suprafeţelor peretelui sînt:

$$t_{p1}=t_{f1}-\frac{Q}{\pi d_1^2\alpha_1}\ [°\mathrm{C}];\quad t_{p2}=t_{f2}+\frac{Q}{\pi d_2^2\alpha_2}\ [°\mathrm{C}].$$

T. de c. prin *conducţie prin corpuri cu surse interioare de căldură.* În anumite procese ca, de exemplu, la aparatele electrice, în elementele combustibile ale reactoarelor nucleare, în reactoarele chimice, la absorbţia radiaţiilor radioactive în materiale etc., apare conducţia termică prin corpuri cu surse interioare de căldură, caracterizate prin fluxul termic unitar volumetric (densitatea de putere) q_v [W/m³]. În regim constant, ecuaţia acestui proces este ecuaţia lui Poisson:

$$\nabla^2 t+\frac{q_v}{\lambda}=0.$$

În tabelul T.14 se prezintă relaţiile de calcul pentru căderea de temperatură şi fluxul termic unitar pentru unele corpuri cu geometrii frecvente (placă, cilindru, tub) cu surse interioare de căldură cu densitate constantă q_v=const. Se ia în considerare atît evacuarea căldurii pe o faţă a peretelui, cealaltă fiind adiabatică, cît şi pe ambele feţe.

În figura T.99 se prezintă elementele calculului **t. de c.** pentru o placă plană şi un cilindru cu surse interioare uniforme de căldură răcite de un fluid. În cazul peretelui plan răcit în condiţii identice pe ambele feţe (Fig. T.94 *a*) ecuaţia distribuţiei temperaturii este:

$$t=t_f+\frac{\alpha}{q_v\delta}+\frac{q_v}{2\lambda}\ (\delta^2-x^2),$$

cu care temperatura peretelui este dată de relaţia ($x=\delta$):

$$t_p=t_f+\frac{q_v\delta}{\alpha},$$

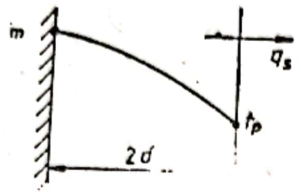
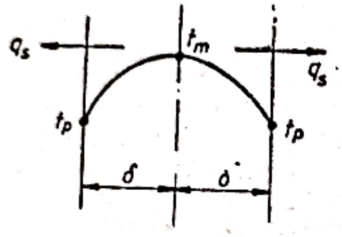
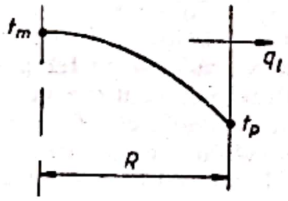
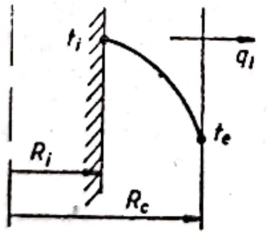
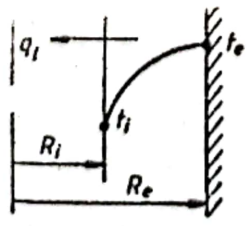
iar fluxul total de căldură generat şi transmis de perete este:

$$Q=2|Q_{1/2}|=2q_vS\delta=\frac{2(t_m-t_f)S}{(\delta/2\lambda)+(1/\alpha)}\ [W].$$

Scanned with OKEN Scanner

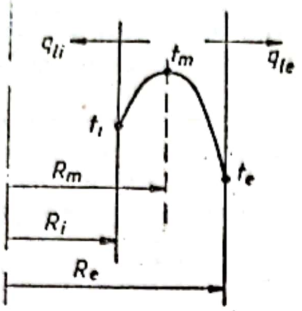
Tabelul T.14

Conducția termică unidirecțională prin corpuri cu surse interioare de căldură de densitate constantă (q_v=const.)

Geometria corpului	Schița	Căderea de temperatură și fluxul termic unitar
Placă plană		$t_m - t_p = \frac{2q_v\delta^2}{\lambda}$ $q_s = 2q_v\delta$
		$t_m - t_p = \frac{q_v\delta^2}{2\lambda}$ $q_s = q_v\delta$
Cilindru		$t_m - t_p = \frac{b_v R^2}{4\lambda}$ $q_s = \frac{q_v R}{2} = \frac{q_l}{2\pi R}$
Tub cilindric		$t_i - t_e = \frac{q_v}{4\lambda}\left[\left(R_e^2 - R_i^2\right) - 2R_i^2 \ln \frac{R_e}{R_i}\right]$ $q_{se} = q_v \frac{R_e^2 - R_i^2}{2R_e} = \frac{q_l}{2\pi R_e}$
		$t_e - t_i = \frac{q_v}{4\lambda}\left[2R_e^2 \ln \frac{R_e}{R_i} - \left(R_e^2 - R_i^2\right)\right]$ $q_{si} = q_v \frac{R_e^2 - R_i^2}{2R_i} = \frac{q_l}{2\pi R_i}$

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul T. 14 (continuare)

Geometria corpului	Schiţa	Căderea de temperatură şi fluxul termic unitar
Tub cilindric		$t_m - t_i = \frac{q_v R_i^2}{4\lambda}(1-\alpha+\alpha\ln\alpha)$ $\alpha = \left(\frac{R_m}{R_i}\right)^2 = \left[\left(\frac{R_e}{R_i}\right)^2 - 1\right] \Big/ \left(2\ln\frac{R_e}{R_i}\right]$ $R_m^2 = \frac{R_e^2 - R_i^2}{2\ln(R_e/R_i)}$

Observaţie: q_v este fluxul termic unitar volumetric (densitatea de putere) [W/m³]; q_s — fluxul termic unitar de suprafaţă [W/m²]; q_l — fluxul termic unitar liniar [W/m]; λ — conductivitatea termică a materialului [W/m·°C]; R, R_i, R_e, R_m — dimensiuni [m]; t_m, t_p, t_f, t_e — temperaturi [°C].

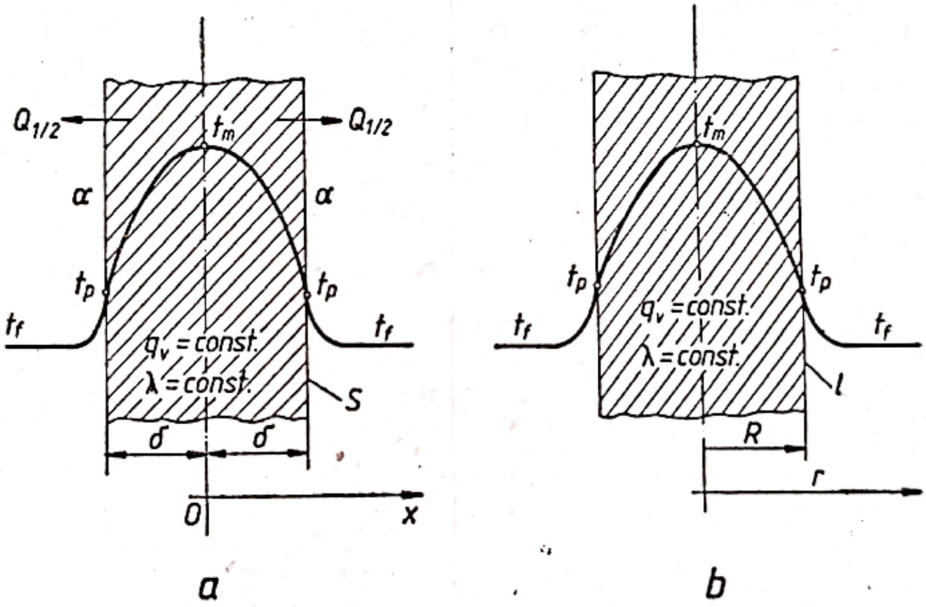


Fig. T.99. Distribuţia temperaturii într-un perete plan răcit identic pe suprafeţele laterale şi într-un perete cilindric cu surse interioare uniforme de căldură.

În cazul peretelui cilindric (fig. T.99 *b*) ecuaţia distribuţiei temperaturii este:

$$t = t_f + \frac{q_v R}{2\alpha} + \frac{q_v}{4\lambda}(R^2 - r^2),$$

cu care temperatura peretelui este ($r = R$):

$$t_p = t_f + \frac{q_v R}{2\alpha},$$

iar fluxul de căldură generat şi transmis de perete este:

$$Q = \pi R^2 l q_v = \frac{(t_m - t)l}{(1/4\pi\lambda) + (1/2\pi R\alpha)} \text{ [W]}.$$

T. de c. *prin conducţie prin suprafeţe extinse cu nervuri*). Extinderea suprafeţelor de schimb de căldură se foloseşte ca o metodă de intensificare a proceselor de convecţie pentru fluidele care realizează coeficienţi reduşi de convecţie (de exemplu, gazele). Conform relaţiei lui Newton pentru **t. de c.** prin convecţie $Q = \alpha S(t_p - t_f)$, pentru o diferenţă dată între temperatura peretelui t_p şi a fluidului t_f şi o valoare coborîtă a coeficientului α, creşterea fluxului de căldură convectiv Q se poate face prin mărirea suprafeţei S. Extinderea suprafeţei de schimb de căldură se face prin dotarea ei cu nervuri de diverse forme geometrice (longitudinale, radiale, aciculare etc.), executate din acelaşi ma-

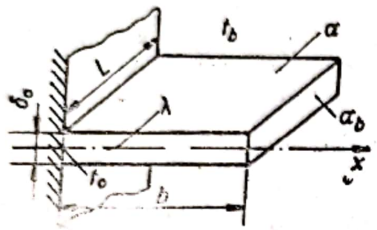
Tabelul T.15

Ecuațiile calculului termic al unor nervuri convective

S — suprafața secțiunii transversale a nervurii [m²]; δ_0 — grosimea nervurii la bază [m]; b — lungimea nervurii [m]; L — lățimea nervurii [m]; P — perimetrul de transfer de căldură [m]; λ — conductivitatea termică a materialului nervurii [W/m·°C]; α, α_b — coeficientul de convecție pentru suprafața laterală, respectiv pentru muchia (vîrful) nervurii [W/m²·°C]; Q — fluxul de căldură al nervurii [W]; t, t_0, t_f — temperatura într-un punct oarecare, a bazei nervurii, respectiv, a fluidului [°C]; $m=\sqrt{\alpha P/\lambda S}$ — parametru de calcul [m⁻¹]; η — randamentul nervurii.

Tipul de nervură și schița	Distribuția temperaturii, fluxul de căldură și randamentul nervurii

Nervură dreaptă cu grosime constantă



$$\frac{t-t_f}{t_0-t_f}=\frac{\operatorname{ch} m(b-x)+(\alpha_b/m\lambda)\operatorname{sh} m(b-x)}{\operatorname{ch} mb+(\alpha_b/m\lambda)\operatorname{sh} mb}$$

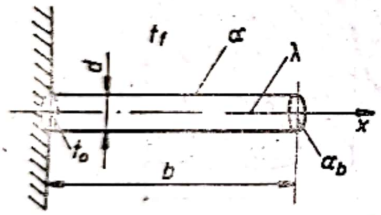
Pentru $\alpha_b=0$, $\dfrac{t-t_f}{t_0-t_f}=\dfrac{\operatorname{ch} m(b-x)}{\operatorname{ch} mb}$

$$Q=\lambda S m\,(t_0-t_f)\,\frac{\operatorname{th} mb+(\alpha_b/m\lambda)}{1+(\alpha_b/m\lambda)\operatorname{th} mb}$$

Pentru $\alpha_b=0$, $Q=\lambda S m(t_0-t_f)\,th\,mb$

$$\eta=\frac{1}{mb}\operatorname{th} mb \text{ (pentru } \alpha_b=0)$$

Nervură cilindrică dreaptă



Pentru nervura dreaptă cu grosime constantă:

$$S=\delta_0 L;\ P=2L+2\delta_0;\ m\approx\sqrt{2\alpha/\lambda\delta_0}$$

Pentru nervura cilindrică dreaptă:

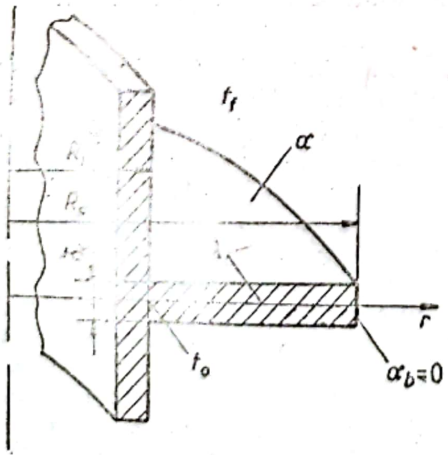
$$S=\pi d^2/4;\ P=\pi d;\ m=\sqrt{4\alpha/\lambda d}$$

$$\frac{t-t_f}{t_0-t_f}=\frac{K_1(mR_e)J_0(mr)+J_1(mR_e)K_0(mr)}{K_1(mR_e)J_0(mR_i)+J_1(mR_e)K_0(mR_i)}$$

$$Q=2\pi R_i\,\delta_0\lambda m\,(t_0-t_f)\cdot$$

$$\cdot\frac{J_1(mR_e)K_1(mR_i)-K_1(mR_e)J_1(mR_i)}{J_1(mR_e)K_0(mR_i)+K_1(mR_e)J_0(mR_i)}$$

Nervură cilindrică cu grosime constantă



$$\eta=\frac{2R_i}{m(R_e^2-R_i^2)}\cdot\frac{J_1(mR_e)K_1(mR_i)-K_1(mR_e)J_1(mR_i)}{J_1(mR_e)K_0(mR_i)+K_1(mR_e)J_0(mR_i)}$$

$$S=2\pi r\delta_0;\ P=4\pi r;\ m=\sqrt{2\alpha/\lambda\delta_0}$$

J_0, J_1 — funcții Bessel modificate de speța întîi, ordinul zero, respectiv, unu

K_0, K_1 — funcții Bessel modificate de speța a doua, ordinul zero, respectiv, unu.

Scanned with OKEN Scanner

terial sau din materiale diferite cu peretele suport (v. Nervură). În tabelul T.15 se prezintă relaţiile principale de calcul (distribuţia temperaturii, fluxul de căldură transmis şi randamentul nervurii) pentru cele mai utilizate tipuri de nervuri. Se admite că regimul termic este constant în timp, conductivitatea termică a materialului nervurii $\lambda=$const., nervura este răcită de un fluid cu temperatura uniformă $t_f=$const., coeficientul de convecţie α este constant pe toată suprafaţa nervurii. Randamentul nervurii se defineşte ca raportul dintre cantitatea reală de căldură transferată între nervură şi fluid şi cantitatea de căldură care ar fi transferată dacă întreaga nervură s-ar găsi la temperatura bazei sale t_0 (ceea ce echivalează cu condiţia ca nervura să fie izotermă, respectiv $\lambda\to\infty$).

Fluxul de căldură transferat între un fluid cald cu temperatura t_{f1} şi un fluid rece cu temperatura t_{f2} printr-un perete plan nervurat (Fig. T.100) este dat de relaţia:

$$Q=k_{s2}S_t(t_{f1}-t_{f2}) \quad [\mathrm{W}],$$

unde k_{s2} este coeficientul global de t. de c. raportat la suprafaţa totală S_t a peretelui nervurat:

$$k_{s2}=\frac{1}{(1/\alpha_1)(S_t/S_1)+(\delta/\lambda)(S_t/S_1)+(1/\alpha_{red})} \quad [\mathrm{W/m^2\cdot{}^\circ C}],$$

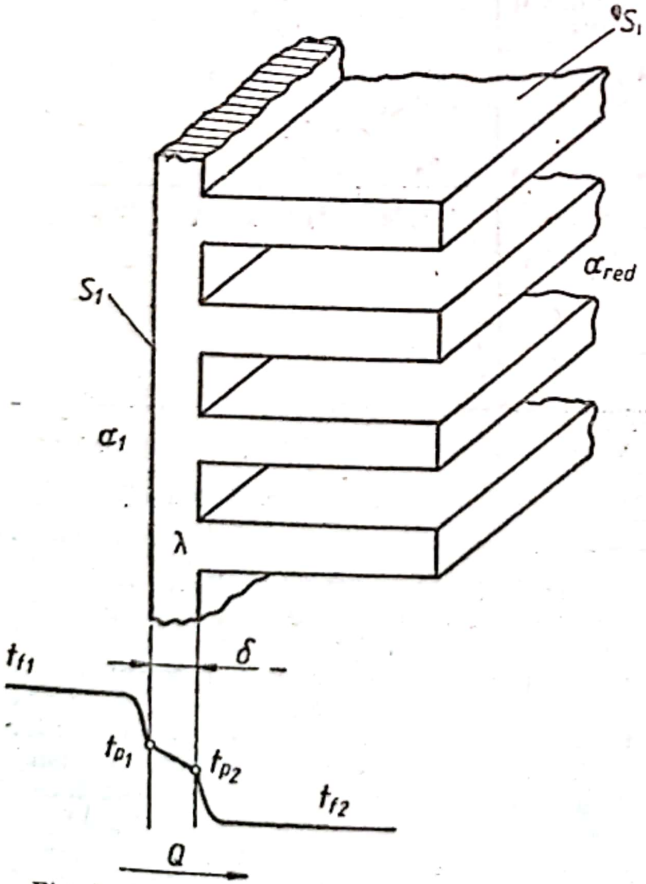


Fig. T.100. Transferul de căldură printr-un perete plan nervurat.

indicele 1 referindu-se la fluidul cald, iar indicele 2, la fluidul rece; $S_t=S+S'$ este suprafaţa totală a peretelui nervurat, compusă din suprafaţa nervurilor S, cu coeficientul corespunzător de convecţie α, şi suprafaţa plană a peretelui dintre nervuri S', cu coeficientul corespunzător de convecţie α'; δ — grosimea peretelui plan cu conductivitatea termică λ; α_{red} — coeficientul redus de convecţie calculat cu relaţia:

$$\alpha_{red}=\eta\alpha(S/S_t)+\alpha'(S'/S_t) \quad [\mathrm{W/m^2\cdot{}^\circ C}],$$

în care η este randamentul nervurii.

Dacă t. de c. se raportează la suprafaţa peretelui plan (fără nervuri), se obţine:

$$Q=k_{s1}S_1(t_{f1}-t_{f2}) \quad [\mathrm{W}],$$

unde k_{s1} este coeficientul global de t. de c. raportat la suprafaţa plană a peretelui (fără nervuri):

$$k_{s1}=\frac{1}{(1/\alpha_1)+(\delta/\lambda)+(1/\alpha_{red})(S_1/S_t)} \quad [\mathrm{W/m^2\cdot{}^\circ C}].$$

T. de c. *prin conducţie în regim tranzitoriu.* În cadrul proceselor termice tranzitorii, atît temperatura, cît şi fluxul de căldură într-un punct oarecare sînt mărimi variabile în timp. În tehnică, t. de c. prin conducţie în regim tranzitoriu se întîlneşte în mod curent sub forma a trei categorii de procese: procese care ating în final regimul termic constant (de exemplu pornirea, oprirea sau variaţia de sarcină a instalaţiilor termice); procese tranzitorii de scurtă durată cu o temperatură continuu variabilă a mediului ambiant (de exemplu, tratamentul termic al pieselor metalice); procese tranzitorii periodice, în care temperatura şi fluxul termic au variaţii ciclice în timp (de exemplu, procesele termice din motoarele cu combustie internă, regimul termic al clădirilor pe parcursul a 24 h).

La încălzirea sau răcirea unui corp, temperatura şi fluxul de căldură depind de rezistenţele termice interne (la conducţie) şi de suprafaţă (la convecţie), deosebindu-se următoarele cazuri: a) corpuri cu rezistenţe interne neglijabile; b) corpuri cu rezistenţe de suprafaţă neglijabile; c) corpuri cu rezistenţe interne şi de suprafaţă finite. Primele două cazuri definesc situaţiile limită, iar al treilea orice situaţie practică cuprinsă între precedentele două.

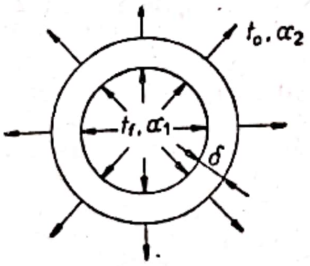
a) Conducţia tranzitorie prin corpuri cu rezistenţe termice interne neglijabile corespunde corpurilor cu conductivitate termică ridicată ($\lambda\to\infty$), avînd o suprafaţă de contact cu mediul ambiant S mare în raport cu volumul respectiv. În această categorie intră plăcile subţiri şi corpurile cilindrice cu pereţi subţiri. În aceste condiţii, rezistenţa termică internă poate fi neglijată, precizia acestei aproximaţii fiind cu atît mai mare, cu cît raportul supra-

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul T.16

Variaţia temperaturii cu timpul în corpuri geometrice simple cu rezistenţe termice interne neglijabile ($\lambda \to \infty$)

τ — timpul [s]; t_0 — temperatura iniţială a corpului la $\tau=0$ [°C]; t_f — temperatura constantă a fluidului [°C]; t — temperatura corpului variabilă cu timpul, [°C]; α — coeficientul de convecţie, [W/m²·°C]; c_p — căldura specifică a materialului [J/kg·°C]; ρ — densitatea materialului [kg/m³]; S — suprafaţa de schimb de căldură [m²]; s — dimensiunea laturii [m]; B — mărime constantă, [°C/s]; δ — grosime [m]; r — raza [m]; V — volumul corpului [m³].

Nr. crt.	Sistemul	Variaţia temperaturii, $\frac{t-t_f}{t_0-t_f}$
1	Placă infinită cu grosimea δ	$\exp[-(2\alpha/\delta\rho c_p)\tau]$
2	Cilindru infinit cu raza r	$\exp[-(2\alpha/r\rho c_p)\tau]$
3	Sferă cu raza r	$\exp[-(3\alpha/r\rho c_p)\tau]$
4	Cilindru scurt cu raza r şi înălţimea egală cu $2r$	$\exp[-(3\alpha/r\rho c_p)\tau]$
5	Bară pătrată infinită cu latura s	$\exp[-(4\alpha/s\rho c_p)\tau]$
6	Cub cu latura s	$\exp[-(6\alpha/s\rho c_p)\tau]$
7	Ţeavă cu pereţi subţiri cu grosimea δ, fluxul termic către suprafaţa interioară, temperatura fluidului exterior t_0=const. Transferul de căldură se realizează cu ambele suprafeţe ale ţevii. 	$\frac{\alpha_2}{\alpha_1+\alpha_2}+\frac{\alpha_1}{\alpha_1+\alpha_2}\exp\left(-\frac{\alpha_1+\alpha_2}{\delta\rho c_p}\tau\right)$
8	Placă subţire înconjurată de un fluid a cărui temperatură variază liniar cu timpul. $t_f=t_{f_0}+B\tau$	$t=(t_{f_0}+B\tau)-\rho c_p VB/\alpha S+(t_0-t_{f_0})-$ $-c_p\rho VB/\alpha S\cdot\exp[-(\alpha S/\rho c_p V)\tau]$

faţă/volum (S/V) pentru corpul respectiv este mai mare. Procesele în care rezistenţa termică internă este neglijabilă, iar t, de c, depinde, practic, numai de procesul de convecţie între fluid şi suprafaţa corpului sînt numite procese de încălzire sau răcire newtoniene. În general, ipoteza de bază a rezistenţei termice interne neglijabile a corpului, datorită conductivităţii ridicate ($\lambda \to \infty$), poate fi acceptată, eroarea fiind de maximum 5%, cînd criteriul Biot $<0{,}1$. Criteriul Biot se defineşte prin relaţia $Bi=\alpha x_1/\lambda$ (α este coeficientul de convecţie; λ — conductivitatea termică a corpului; $x_1=V/S$ — raza suprafeţei sau jumătate din grosimea corpului) şi reprezintă raportul dintre rezistenţa termică la conducţie şi rezistenţa termică la convecţie pentru corpul respectiv.

Variaţia cu timpul τ a temperaturii t a unui corp supus unui proces de încălzire sau răcire newtonian este:

$$\frac{t-t_f}{t_0-t_f}=\exp\left(-\frac{\alpha S\tau}{\rho c_p V}\right),$$

unde: t_0 este temperatura inițială a corpului la $\tau=0$; t_f — temperatura mediului ambiant, admisă constantă în timp; ρ, c_p — densitatea, respectiv, căldura specifică a corpului, considerate constante. În tabelul T.16 se prezintă ecuațiile de variație a temperaturii în timp pentru unele corpuri cu forme geometrice simple. Fluxul de căldură Q transferat la un timp oarecare τ este:

$$Q=\alpha S(t-t_f)=\alpha S(t_0-t_f)\exp(-\alpha S\tau/\rho c_p V) \text{ [W]},$$

iar cantitatea de căldură ΔQ, transferată în intervalul de timp de la $\tau=0$ la un timp oarecare τ, este:

$$\Delta Q=\rho c_p V(t_0-t_f)[1-\exp(-\alpha S\tau/\rho c_p V)] \text{ [J]}.$$

b) Conducția tranzitorie prin corpuri cu rezistențe termice de suprafață neglijabile ($\alpha\to\infty$) corespunde corpurilor cu o rezistență termică de suprafață (de convecție) mică în comparație cu rezistența termică totală la transferul căldurii, respectiv pentru o valoare a criteriului Bi>100. Pentru aceste procese, temperatura suprafeței corpului t_s este constantă în timp (pentru orice timp $\tau>0$) și egală cu temperatura mediului (fluidului) t_f, adică $t_f=t_s$, ceea ce corespunde unui coeficient de convecție $\alpha\to\infty$. Variația cu timpul a temperaturii în centrul unor corpuri cu forme geometrice simple este reprezentată în figura T.101. Criteriul Fourier $Fo=a\tau/x_1^2$, are semnificația de timp relativ.

c) Conducția tranzitorie prin corpuri cu rezistențe termice interne și de suprafață finite corespunde proceselor practice la care valoarea criteriului $0{,}1<Bi<100$. Calculul este sensibil mai complicat, fiind rezolvat analitic sau grafic numai pentru unele corpuri geometrice simple. De exemplu, pentru o placă plană infinită de grosime 2δ și temperatura inițială uniformă t_0, introdusă într-un mediu cu temperatură constantă t_f, cu coeficientul de convecție $\alpha=$const., distribuția temperaturii este:

$$\frac{t-t_f}{t_0-t_f}=2\sum_{n=1}^{\infty}\frac{\sin\beta_n\cos(\beta_n x/\delta)}{\beta_n+\sin\beta_n\cos\beta_n}\exp(-\beta_n^2\,Fo),$$

unde $Fo=a\tau/\delta^2$ este criteriul Fourier, iar β_n sînt rădăcinile ecuației transcendente: $\beta_n\,tg\,\beta_n=\alpha\delta/\lambda=Bi$.

Convecția termică. Reprezintă procesul de **t. de c.** prin acțiunea combinată a conducție termice, a acumulării de energie internă și a mișcării de amestec. Convecția este cel mai important mecanism de **t. de c.** între o suprafață solidă și un fluid (lichid sau gaz), între care există contact direct și mișcare relativă (v. Convecție).

Radiația termică. Este procesul prin care căldura este transferată de la un corp cu temperatură ridicată la un corp cu temperatură coborîtă, corpurile fiind separate în spațiu. **T. de c.** prin radiație se datorește naturii electromagnetice a energiei transferate (v. Radiație termică).

T. de c. la contactul între corpuri. Într-o serie de aplicații tehnice (lagărele mașinilor rotative, contactele electrice, asamblări mecanice, elemente combustibile nucleare etc.) zona de contact mecanic dintre două corpuri con-

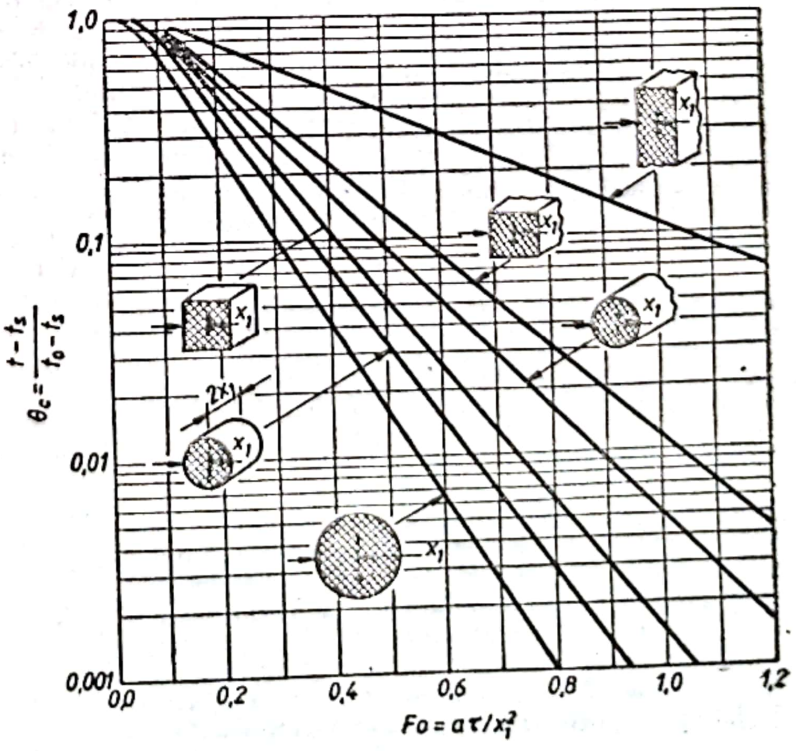


Fig. T.101. Variația temperaturii centrale t la diferite corpuri cu temperatura inițială uniformă t_0 și temperatură constantă a suprafeței t_s.

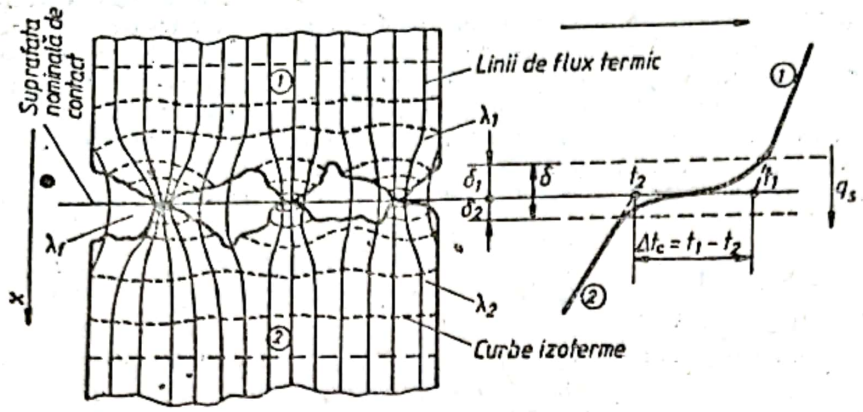


Fig. T.102. Transferul căldurii prin îmbinarea dintre două corpuri solide în contact termic.

ductive (contact realizat prin simplă rezemare, presiune de apăsare, dispozitive de strîngere etc.) reprezintă o discontinuitate în structura materialelor. Această discontinuitate are ca efect apariția unei rezistențe termice de contact, care produce o cădere suplimentară de temperatură în zona de îmbinare (Fig. T.102). **T. de c.** în zona de îmbinare se face, în principal, prin conducție prin punctele discrete de contact și prin fluidul interstițial, fiind influențat de starea suprafețelor de contact, gradul de prelucrare a acestora, natura fluidului din zona de contact, presiunea de apăsare a suprafețelor etc. **T. de c.** printr-o îmbinare plană se calculează cu relațiile:

$$q_s=\Delta t_c/R_{sc}=\alpha^*\Delta t_c \ [\mathrm{W/m^2}];\ R_{sc}=1/\alpha^* [\mathrm{m^2\cdot °C/W}],$$

iar printr-o îmbinare cilindrică cu relațiile:

$$q_l=\Delta t_c/R_{lc}=\pi d\alpha^*\Delta t_c \ [\mathrm{W/m}];\ R_{lc}=1/\pi d\alpha^* \ [\mathrm{m\cdot °C/W}],$$

unde: q_s, q_l sînt fluxul termic unitar de suprafață [W/m^2], respectiv, linear [W/m]; Δt_c — căderea de temperatură în zona de contact [°C]; R_{sc}, R_{lc} — rezistența termică de contact raportată la unitatea de suprafață [$m^2\cdot °C/W$], respectiv, la unitatea de lungime, [$m\cdot °C/W$]; α^* — conductanța termică de contact [$W/m^2\cdot °C$]; d — diametrul suprafeței cilindrice de contact [m].

Conductanța termică de contact α^* se poate calcula în mod simplificat cu relația:

$$\alpha^*=\frac{1}{\delta}\left(\frac{S_c}{S}\frac{2\lambda_1\lambda_2}{\lambda_1+\lambda_2}+\frac{S_f}{S}\lambda_f\right) \ [\mathrm{W/m^2\cdot °C}],$$

unde: S este aria suprafeței nominale (totale) a zonei de contact (fig. T.102) [m^2]; $S=S_c+S_f$; S_c, S_f — aria suprafeței efective de contact, respectiv, corespunzătoare fluidului (golurilor) [m^2]; λ_1, λ_2 — conductivitățile termice ale materialelor solide în contact [$W/m\cdot °C$]; δ — grosimea medie a interstițiului [m]; $\delta=\delta_1+\delta_2$; δ_1, δ_2 — înălțimea medie a asperităților (rugozităților) suprafețelor în contact [m]. Suprafața efectivă de contact S_c reprezintă, în mod obișnuit, 1—3% din suprafața nominală (aparentă) S, fără a depăși 6—8% pentru suprafețele foarte netede, cu presiuni de contact ridicate.

Procese complexe de t. de c. În majoritatea cazurilor practice, căldura este transmisă între corpuri prin două sau chiar prin toate cele trei procese fundamentale de **t. de c.** combinate simultan. Numeroase aplicații tehnice presupun **t. de c.** între două fluide printr-un perete despărțitor, astfel încît acesta se realizează în mod frecvent prin conducție și convecție termică, iar la temperaturi mai ridicate și prin radiație termică.

În practică, apar două cazuri distincte a) Procese de **t. de c.** la temperaturi ridicate, în care, alături de conducție și convecție, intervine și fenomenul de radiație (ex.: cuptoare, focarele cazanelor de abur etc.); b) Procese de **t. de c.** la temperaturi coborîte, care se desfășoară prin conducție și convecție și în care radiația termică poate fi neglijată (schimbătoarele de căldură industriale cu temperaturi ale fluidelor sub aproximativ 350°C). Pentru simplificarea calculelor se admite că fluxul termic unitar transmis prin convecție și radiație este dat de expresia:

$$q_s=(\alpha_{conv}+\alpha_{rad})(t_f-t_p)=\alpha(t_f-t_p) \ [\mathrm{W/m^2}],$$

în care α_{conv} este coeficientul de convecție, avînd semnificația dată de legea lui Newton [$W/m^2\cdot °C$]; α_{rad} — coeficientul echivalent de **t. de c.** prin radiație [$W/m^2\cdot °C$]. În concluzie, $\alpha=\alpha_{conv}$, dacă **t. de c.** are loc numai prin convecție și $\alpha=\alpha_{conv}+\alpha_{rad}$, dacă **t. de c.** are loc prin convecție și radiație.

Considerarea în calcule a existenței simultane a proceselor individuale de conducție, convecție și radiație se face prin definirea unui coeficient global de **t. de c.** k, cu ajutorul căruia ecuația fluxului de căldură Q schimbat între două fluide printr-un perete plan, respectiv, cilindric se scrie în forma:

$$Q=q_sS=k_sS(t_{f1}-t_{f2}) \ [\mathrm{W}];$$

$$Q=q_lL=k_lL(t_{f1}-t_{f2}) \ [\mathrm{W}],$$

Scanned with OKEN Scanner

unde: k_s, k_l reprezintă coeficientul global de t. de c. pentru peretele plan [W/m²·°C], respectiv, pentru peretele cilindric [W/m·°C]; S, L — suprafața peretelui plan [m²], respectiv, lungimea peretelui cilindric [m]; t_{f1}, t_{f2} — temperatura fluidului cald, respectiv, rece [°C].

Comparînd aceste relații cu legea lui Ohm aplicată în t. de c. ($q=\Delta t/R$), rezultă semnificația coeficientului global de t. de c. ca inversul rezistenței termice totale la t. de c. între temperaturile t_{f1} și t_{f2} ($\Delta t=t_{f1}-t_{f2}$). Pentru peretele plan, respectiv, cilindric, acest lucru se scrie:

$$k_s=\frac{1}{R_{s,t}}\ [\mathrm{W/m^2\cdot °C}];\quad k_l=\frac{1}{R_{l,t}}\ [\mathrm{W/m\cdot °C}],$$

în care $R_{s,t}$ și $R_{l,t}$ reprezintă rezistența termică totală la t. de c. prin peretele plan [m²·°C/W], respectiv, prin peretele cilindric [m·°C/W]. În tabelul T.17 se dau valorile orientative ale coeficientului k_s pentru diferite fluide.

Tabelul T.17

Ordinul de mărime a coeficientului global de transfer de căldură k_s

Fluidul cald — fluidul rece	k_s [W/m²·°C]
Gaze — gaze	10—300
Gaze — apă	10—350
Apă — apă	1·000—3 000
Abur — gaze	30—350
Abur — apă	1 000—10 000
Ulei — apă	100—450
Ulei — ulei	50—450

În figurile T.103 și T.104 se prezintă elementele necesare calculului t. de c. între două fluide separate printr-un perete plan, respectiv, cilindric, alcătuit din două straturi cu rezistență termică de contact între acestea. Expresiile coeficientului global de t. de c. și fluxul termic sînt pentru peretele plan (Fig. T.103):

$$k_s=\frac{1}{R_{s,t}}=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1}+\frac{\delta_1}{\lambda_1}+\frac{1}{\alpha^*}+\frac{\delta_2}{\lambda_2}+\frac{1}{\alpha_2}}\ [\mathrm{W/m^2\cdot °C}];$$

$$Q=q_sS=k_sS\Delta t=k_sS(t_{f1}-t_{f2})\ [\mathrm{W}],$$

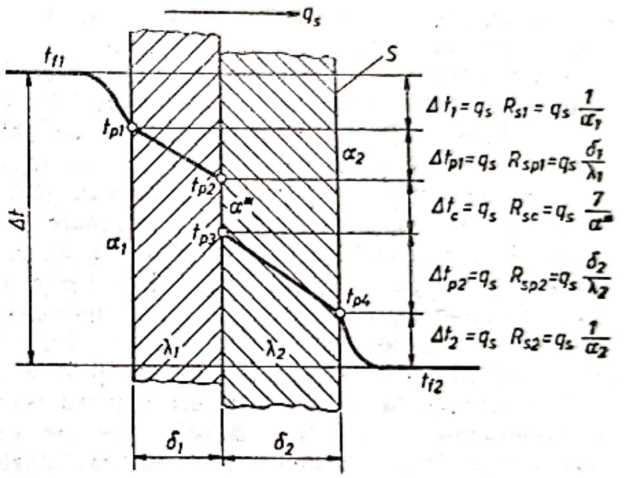


Fig. T.103. Transferul căldurii între două fluide, separate printr-un perete plan alcătuit din două straturi.

respectiv, pentru *peretele cilindric* (fig. T.104):

$$k_l=\frac{1}{R_{l,t}}=\frac{1}{\frac{1}{\pi d_1\alpha_1}+\frac{1}{2\pi\lambda_1}\ln\frac{d_2}{d_1}+\frac{1}{\pi d_2\alpha^*}+\frac{1}{2\pi\lambda_2}\ln\frac{d_3}{d_2}+\frac{1}{\pi d_3\alpha_2}}\ [\mathrm{W/m\cdot °C}];$$

$$Q=q_ll=k_l l\,\Delta t=k_l l(t_{f1}-t_{f2})\ [\mathrm{W}].$$

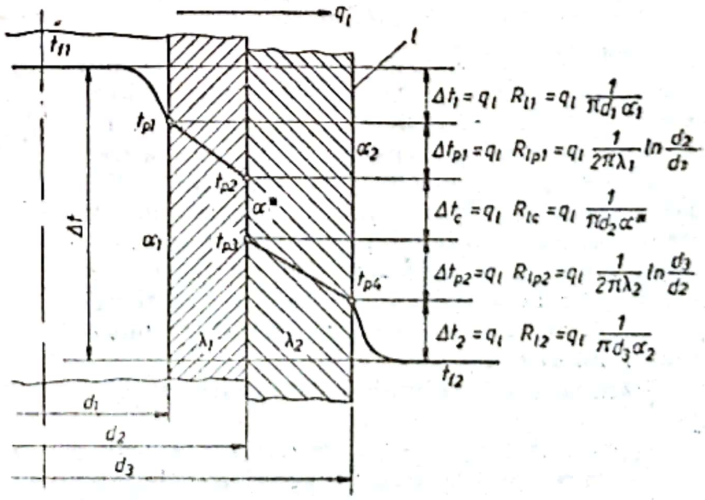


Fig. T.104. Transferul căldurii între două fluide, separate printr-un perete cilindric alcătuit din două straturi.

Scanned with OKEN Scanner

Trebuie verificată compatibilitatea materialelor folosite cu regimul de temperatură. De exemplu, conform figurii T.103, temperatura maximă a stratului 1 este t_{p1}; ea se stabileşte numeric cu ajutorul căderii de temperatură $\Delta t_1 (t_{p1}=t_{f1}-\Delta t_1=t_{f1}-q_s R_{s1}=t_{f1}-q_s/\alpha_1)$ şi se compară cu temperatura admisibilă t_{adm} pentru materialul utilizat. Dacă $t_{p1} \leqslant t_{adm}$, condiţiile termice de funcţionare sînt sigure; dacă, însă $t_{p1} > t_{adm}$, materialul nu rezistă şi trebuie luate o serie de măsuri ca, de exemplu: schimbarea materialului (de regulă, cu altul mai scump), reducerea temperaturii fluidului cald şi, deci, a fluxului termic (cu micşorarea sarcinii termice a aparatului considerat), intensificarea proceselor individuale de **t. de c.**

Intensificarea proceselor complexe de **t. de c.**, exprimate prin ecuaţia $Q=k_s S(t_{f1}-t_{f2})=k_s S\Delta t$ [W], se poate obţine acţionînd separat sau simultan asupra celor trei factori k_s, S, şi Δt. Indiferent de metoda care se adoptă, aceasta trebuie justificată tehnic şi economic prin considerarea investiţiilor, a costului energiei de vehiculare a fluidelor purtătoare de căldură, a cheltuielilor de exploatare a aparatului de **t. de c.**, a comportării şi efectelor produse de aparat prin încadrarea sa în instalaţia respectivă. În mod obişnuit, creşterea lui $\Delta t=t_{f1}-t_{f2}$ nu este considerată ca un procedeu de intensificare a **t. de c.**, datorită pierderilor termodinamice (exergetice) ridicate produse de **t. de c.** la diferenţe mari de temperatură. Mărirea lui S este reprezentată de extinderea suprafeţei de **t. de c.** prin nervurare; acest procedeu este larg folosit, fiind asociat, de regulă, utilizării unui agent termic gazos, la care coeficienţii de convecţie sînt reduşi. În acest fel, se consideră ca metode de intensificare a **t. de c.** acele procedee care conduc la ridicarea valorii lui k_s.

Considerînd, de exemplu, cazul **t. de c.** între două fluide printr-un perete plan, coeficientul k_s se determină cu relaţia:

$$k_s=\frac{1}{(1/\alpha_1)+(\delta/\lambda)+(1/\alpha_2)} \quad [\mathrm{W/m^2 \cdot °C}].$$

Se arată că valoarea lui k_s este întotdeauna mai mică decît cea mai mică valoare dintre coeficienţii de convecţie α_1 şi α_2. Creşterea lui k_s este influenţată sensibil doar de mărirea celui mai mic coeficient α; k_s rămîne practic neschimbat la creşterea celui mai mare dintre coeficienţii α. Dacă, de exemplu, $\alpha_1 \ll \alpha_2$, creşterea lui α_1 produce mărirea relativ rapidă a lui k_s pînă cînd $\alpha_1 \approx \alpha_2$; în continuare, intensificarea **t. de c.** se obţine prin creşterea simultană a lui α_1 şi α_2.

Mărirea coeficientului k_s se poate realiza prin:

a) reducerea rezistenţei termice δ/λ a peretelui prin micşorarea grosimii acestuia δ şi prin alegerea unui material cu conductivitate termică λ mai ridicată; aplicarea în practică a acestor măsuri este, însă, limitată de calculul de rezistenţă mecanică a echipamentului de **t. de c.** şi de considerente economice;

b) curăţarea suprafeţei de **t. de c.** şi menţinerea efectelor depunerilor în limite economice;

c) îmbunătăţirea **t. de c.** prin convecţie prin creşterea vitezei de circulaţie a fluidelor sau prin utilizarea unor metode speciale de intensificare a **t. de c.** convectiv (promotori de turbulenţă de tipul rugozităţii artificiale uniforme sau discrete şi generatorilor de turbulenţă, vibraţia suprafeţei de **t. de c.** sau a fluidului, cîmpuri electrostatice, aditivi); aceste procedee trebuie analizate tehnico-economic, deoarece ele nu produc doar creşterea lui α, ci măresc consumul de energie de pompare, scumpesc tehnologia de fabricaţie etc.

TRANSFER DE MASĂ. Fenomen ce intervine în cadrul unui amestec format din mai mulţi componenţi, la care concentraţia este variabilă de la un loc la altul şi corespunde tendinţei naturale a oricărui sistem termodinamic de evoluţie spre o stare de echilibru.

T. de m. se poate realiza în două moduri distincte: prin difuzie moleculară şi difuzie turbulentă (convectiv).

T. de m. prin difuzie moleculară corespunde deplasării dezordonate a moleculelor componenţilor dintr-un amestec datorită unui dezechilibru determinat de: existenţa unui gradient de concentraţie; un gradient de temperatură (termodifuzie); un gradient de presiune; forţe exterioare exercitate asupra componenţilor din amestec.

Fluxul de masă corespunzător gradientului de concentraţie prezintă o valoare mult mai mare comparativ cu fluxurile datorită gradienţilor de temperatură, presiune sau forţelor exterioare.

Difuzia moleculară se poate, deci, considera că reprezintă **t. de m.** al unui component în direcţia scăderii concentraţiei într-un amestec format din cel puţin două substanţe. Vitezele de difuzie ale celor doi componenţi sînt diferite, din care motiv fluxurile de masă se pot raporta fie la un sistem mobil de coordonate, fie la unul fix — în care caz se poate calcula fluxul de masă total.

Concentraţia unui component i se poate exprima:

— prin concentraţia masică

$$\rho_i=\frac{m_i}{V} \quad \left[\frac{\text{kg component}}{\text{m}^3 \text{ amestec}}\right]$$

— prin concentraţia molară

$$C_i=\frac{n_i}{V}=\frac{\rho_i}{M_i} \quad \left[\frac{\text{moli component}}{\text{m}^3 \text{ amestec}}\right]$$

Scanned with OKEN Scanner

unde: m_i — reprezintă masa componentului i; n_i — numărul de moli corespunzător componentului i; V — volumul întregului amestec; M_i — masa molară a componentului i.

Valoarea concentrației totale C rezultă din expresia:

$$C=\frac{n}{V}=\frac{\Sigma n_i}{V}=\Sigma C_i \quad \left[\frac{\text{moli}}{\text{m}^3 \text{ amestec}}\right],$$

raportul $\frac{C_i}{C}=x_i$ reprezentînd fracția molară a componentului i.

Fluxul de masă este un vector, exprimat în kg sau moli, corespunzător unității de timp și suprafață perpendiculară pe direcția vectorului. Expresia fluxului de masă în cazul difuziei moleculare pe direcția z, pentru un sistem binar în condiții izobar-izoterme, este dat de legea lui Fick:

$$J_{A,z}=-D_{A,B}\frac{dC_A}{dz} \quad \left[\frac{\text{mol}}{\text{m}^2\text{s}}\right],$$

în care $D_{A,B}$ reprezintă coeficientul de difuzie a componentului A în raport cu B — exprimat în m^2/s, iar $\frac{dC_A}{dz}$ — gradientul de concentrație; semnul minus arată că difuzia se realizează în sensul micșorării gradientului de concentrație.

Analog pentru componentul B, se poate scrie:

$$J_{B,z}=-D_{B,A}\frac{dC_B}{dz}.$$

Suma fluxurilor de masă, fiind raportate la aceeași viteză moleculară, îndeplinește condiția:

$$J_{A,z}+J_{B,z}=0.$$

O relație generală, fără a mai impune condițiile restrictive de stare izobar-izotermă a sistemului, a fost propusă de Groot, sub forma:

$$J_{A,z}=-CD_{A,B}\frac{dx_A}{dz},$$

unde C este concentrația totală, iar x_A — fracția molară a componentului A.

Coeficienții de difuzie $D_{A,B}$ în gaze sau vapori, au valori cuprinse între $(0{,}1\cdots1)\cdot10^{-4}$ m^2/s, pentru presiuni totale scăzute ($\sim$1 bar) nedepinzînd de concentrație. Expresia de calcul a coeficientului de difuzie în funcție de temperatură și presiune, pentru un amestec gazos format din componenții A și B, este:

$$D_{A,B}=\frac{1{,}858\cdot10^{-7}T^{\frac{3}{2}}\left(\frac{1}{M_A}+\frac{1}{M_B}\right)^{\frac{1}{2}}}{p\sigma^2_{A,B}\Omega_D} \quad \left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right],$$

în care: T este temperatura amestecului [K]; M_A, M_B — masele molare ale componenților A și B; p — presiunea absolută [bar]; A, B — diametrul de coliziune [A]; D — integrala de decoliziune, dependentă de temperatură și cîmpul potențialului intermolecular.

Coeficientul de difuzie în lichide prezintă valori mult mai mici, cuprinse între 10^{-9} și 10^{-10} m^2/s; în amestecuri de neelectroliți are loc o difuzie a moleculelor, iar în cazul electroliților difuzia se referă la ioni. Pentru soluții de neelectroliți de concentrație mică, expresia coeficientului de difuzie, pentru un amestec binar, este:

$$D_{A,B}=\frac{10^{-4}\cdot k\cdot T}{6\pi r\cdot\eta} \quad \left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right],$$

în care: $k=1{,}38\cdot10^{16}$ erg/K — constanta Boltzmann; r — raza particulelor care difuzează [cm]; η — vîscozitatea dinamică a dizolvantului [kg/ms].

Pentru soluții de electroliți, coeficientul de difuzie se calculează cu expresia lui Nernst:

$$D_{A,B}=\frac{2\cdot10^{-4}RT}{\left(\frac{1}{\lambda^\circ_+}+\frac{1}{\lambda^\circ_-}\right)F^2} \quad \left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right],$$

unde: $R=8{,}314$ J/mol K, este constanta universală a gazelor; λ°_+, λ°_- — conductanța ionică limitată; $F=96\,500$ C/echiv·gram — constanta Faraday.

Fenomenul de difuzie în solide prezintă două aspecte: difuzia gazelor și lichidelor prin porii solidului; interdifuzia componenților solidului datorită vibrației atomilor.

Expresia coeficientului efectiv de difuzie, cînd dimensiunile porilor și drumul liber mijlociu al particulelor care difuzează sînt de același ordin de mărime, este:

$$D_{ef}=\frac{19\,400\varepsilon^2}{f_1\psi\rho}\sqrt{\frac{T}{M}} \quad \left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right],$$

în care: ε este fracția de goluri a solidului; f_1 — factor de „întortochere" a golurilor; ψ — factor de formă; ρ — densitatea solidului; M — masa molară a componentului care difuzează.

Principalele ecuații ale t. de m. sînt: ecuația de continuitate, legea a doua a difuziei a lui Fick, ecuația Laplace.

Ecuația de continuitate pentru un amestec policomponent este identică cu ecuația pentru curgerea unui fluid omogen:

$$\nabla(\rho w)+\frac{\partial\rho}{\partial\tau}=0,$$

unde: $\rho=\rho_A+\rho_B$ reprezintă densitatea amestecului; w — viteza amestecului binar; τ — timpul.

Scanned with OKEN Scanner

Legea a doua a difuziei a lui Fick exprimă variaţia densităţii unui component în timp; pentru un fluid care nu se deplasează are expresia:

$$\frac{\partial \rho_A}{\partial \tau} = D_{A,B}\nabla^2\rho_A.$$

Ipoteza că fluidul nu se deplasează, restrînge aplicabilitatea ei numai la corpuri solide sau lichide staţionare; ecuaţia este similară cu ecuaţia Fourier referitoare la transferul conductiv de căldură $\left(\frac{\partial t}{\partial \tau} = a\nabla^2 t\right)$.

Dacă procesul de difuzie este staţionar $\frac{\partial \rho_A}{\partial \tau} = 0$, rezultă că $\nabla^2\rho_A = 0$ care corespunde ecuaţiei Laplace pentru concentraţii masice de component A.

T. de m. convectiv (difuzie turbulentă) este asemănător legii lui Newton pentru convecţie şi prezintă expresia de calcul:

$$n_A = k_m(\rho_{Ai} - \rho_A)\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}}\right],$$

unde: k_m — coeficientul transferului de masă [m^2/s]; ρ_{Ai} — concentraţia componentului A care difuzează la interfaţă [kg/m^3]; ρ_A — concentraţia componentului A, la o distanţă egală cel puţin cu grosimea stratului limită de concentraţie [kg/m^2].

Pentru calculul **t. de m.** convectiv se folosesc o serie de criterii adimensionale care permit stabilirea coeficientului transferului de masă k_m, şi anume:

— criteriul Schmidt $S_c = \frac{\nu}{D_{A,B}}$, care reprezintă raportul între difuzia moleculară a impulsului şi masei;

— criteriul Lewis $L_e = \frac{\lambda}{\rho c_p D_{A,B}}$, care reprezintă raportul între difuzia moleculară a căldurii şi masei;

— criteriul Sherwood $S_h = \frac{k_m l}{D_{A,B}}$, care reprezintă raportul între rezistenţa la transferul de masă convectiv şi molecular; l corespunde lungimii caracteristice a procesului.

Din analiza dimensională rezultă că criteriul Sherwood se poate exprima în funcţie de celelalte criterii, de exemplu la convecţia forţată $S_h = f(Re, Sc)$, iar la cea liberă $S_h = f(G^*, Sc)$, unde Gr^* este criteriul Grashof pentru **t. de m.** $Gr^* = \frac{l^3\Delta\rho_A}{\rho\nu^2}$, iar Re — corespunde criteriului Reynolds).

TRANSFORMARE DE FAZĂ. Modificarea stării unui sistem eterogen la echilibru prin trecerea componenţilor dintr-o stare de agregare în alta, dintr-o formă cristalină în alta, din corpuri feromagnetice în paramagnetice, din conductori normali în supraconductori. Timpul transformării depinde de natura sistemului şi de condiţiile în care este pus. Modificarea stării de agregare, trecerea de la o formă cristalină la alta etc. reprezintă **t. de f.** de ordinul I, în timp ce fenomenele care însoţesc trecerea unui conductor din starea normală într-o stare supraconductoare se consideră **t. de f.** de ordinul II.

Dacă două faze diferite ale unui component se găsesc în echilibru la parametrii constanţi de stare, potenţialele lor termodinamice sînt egale, dar derivatele parţiale ale entalpiei libere prezintă salturi la **t. de f.**, însoţite de variaţia bruscă a volumului specific şi entropiei.

T. de f. de ordinul II se caracterizează prin saltul unor proprietăţi fizice la punctul de tranziţie. Trecerea de la o stare de ordine la dezordine este bruscă la **t. de f.** de ordinul I, în timp ce în **t. de f.** de ordinul II are loc o trecere gradată între aceste stări. Dezordinea creşte cu temperatura şi devine completă la temperatura de tranziţie. **T. de f.** de diferite tipuri prezintă anomalii în variaţia unor mărimi termodinamice cu temperatură, puse în evidenţă în apropierea punctului de tranziţie.

TRANSFORMARE TERMODINAMICĂ. Trecerea unui sistem termodinamic dintr-o stare de echilibru iniţială într-o stare de echilibru finală.

Trecerea poate avea loc prin stări intermediare de echilibru cu mediul exterior (transformări reversibile) sau de neechilibru (transformări ireversibile).

Efectul **t.t.** este acela de a aduce sistemul termodinamic (gazul) de la un nivel energetic iniţial E_1 la un nivel final $E_2 \lesseqgtr E_1$, diferenţa fiind furnizată mediului exterior numai sub formă de căldură şi lucru mecanic.

În cazul în care trecerea din starea 1 în starea 2 are loc prin stări intermediare de echilibru, transformarea se numeşte reversibilă sau ideală; în caz contrar, ea se numeşte ireversibilă sau reală.

O **t.t.** respectă întotdeauna principiul I al termodinamicii care pentru transformarea reversibilă se scrie sub forma:

$$q_{1,2} - l_{1,2} = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + (u_2 - u_1) + (p_2v_2 - p_1v_1)\left[\frac{\text{J}}{\text{kg.}}\right]$$

sau, în funcţie de entalpie,

$$q_{1,2} - l_{1,2} = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + (h_2 - h_1)\left[\frac{\text{J}}{\text{kg.}}\right],$$

Scanned with OKEN Scanner

iar pentru transformarea ireversibilă sub forma:

$$q_{1,2}-l_{1,2}=\frac{w_2^2-w_1^2}{2}+(u_2-u_1)+(p_2v_2-p_1v_1)+l_{fr}\pm q_p\left[\frac{\text{J}}{\text{kg}}\right],$$

în care: $q_{1,2}$ este căldura schimbată cu exteriorul în transformarea 1-2; $l_{1,2}$ — lucrul mecanic exterior; $\frac{w^2}{2}$ — energia cinetică; u — energia internă a sistemului; pv — energia de curgere; h — entalpia, l_{fr} — lucrul mecanic de frecare; q_p — schimbul de căldură cu pereții.

În relația primului principiu s-a neglijat energia geodezică ($g \cdot z$), avînd în vedere egalitatea $z_1=z_2$ pentru mașinile și instalațiile termice.

T.t. pot avea loc în mașini cu piston, în care gazul în timpul evoluției rămîne prizonier în cavitatea cilindrică, în care caz ele se numesc **t.t.** închise (fără schimb de masă), sau în turbomașini sau mașini neactive, în care caz ele se numesc transformări termodinamice deschise.

Ținînd seama că în transformările închise nu apar modificări ale energiei cinetice (inexistentă) și nici energie de curgere (de deplasare), ecuația de bază a **t.t.** închise reversibile capătă forma:

$$q_{1,2}-l_{1,2}=u_2-u_1,$$

iar a **t.t.** închise ireversibile,

$$q_{1,2}-l_{1,2}=u_2-u_1+l_{fr}\pm q_p.$$

În cazul **t.t.** deschise se poate scrie pentru transformarea reversibilă:

$$q_{1,2}-l_{1,2}=(h_2-h_1)+\frac{w_1^2-w_1^2}{2},$$

iar pentru cea ireversibilă,

$$q_{1,2}-l_{1,2}=(h_2-h_1)+\frac{w_2^2-w_1^2}{2}+l_{fr}\pm q_p.$$

Deoarece energia cinetică se transformă de la sine în entalpie, într-un proces deschis, există egalitatea:

$$h_0=h+\frac{w^2}{2},$$

în care: h_0 este entalpia frînată (totală); h — entalpia momentană; $w^2/2$ — entalpia dinamică.

Ca urmare, ecuația primului principiu pentru o **t.t.** deschisă capătă o formă similară cu a celei închise:

$q_{1,2}-l_{1,2}=h_{02}-h_{01}$ (reversibilă)

$q_{1,2}-l_{1,2}=h_{02}-h_{01}+l_{fr}\pm q_p$ (ireversibilă).

Reprezentînd pe diagrama mărimilor de stare fizice a unui gaz perfect (p, v, t) o stare inițială 1 (p_1, v_1, t_1) de echilibru intern și extern și o stare finală 2 (p_2, v_2, t_2) de asemenea de echilibru, numărul **t.t.** ce pot avea loc între 1 și 2 este infinit (Fig. T.105).

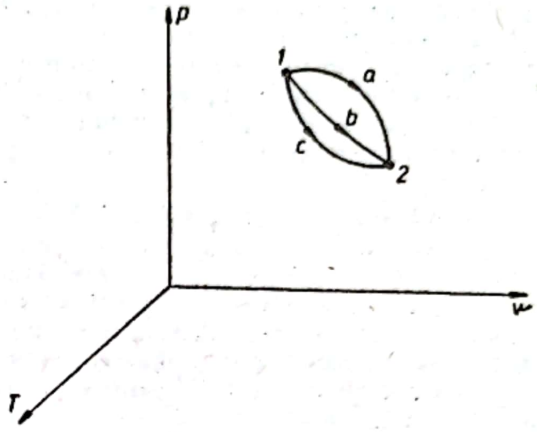


Fig. T.105. Transformări termodinamice.

Notînd schimbul de energie $E_{1,2}=q_{1,2}+l_{1,2}$ între starea 1 și starea 2, cu $q_{1,2a}$, $q_{1,2b}$, $l_{1,2a}$, $l_{1,2b}$, etc. și considerînd, de exemplu, o transformare închisă, se obține:

$$E_{1,2a}=q_{1,2a}+l_{1,2a}=u_2-u_1$$

$$E_{1,2b}=q_{1,2b}+l_{1,2b}=u_2-u_1.$$

Se constată că pentru orice **t.t.** (închisă sau deschisă) se respectă principiul stării inițiale și finale, care se exprimă: schimbul de energie al unui sistem termodinamic într-o **t.t.** reversibilă nu depinde de drum (a, b, c etc.), ci numai de starea inițială și finală a sistemului.

T.t. se pot clasifica din mai multe puncte de vedere, și anume:

— din punct de vedere al variației parametrilor de stare între starea inițială și starea finală în: transformări infinitezimale, în care diferența dintre mărimile termofizice ale sistemului între starea inițială și finală de echilibru sînt infinit mici (d_p, dt, du) și transformări finite, în care variația parametrilor între starea inițială și finală are valori finite Δp, Δt, Δu, Δh etc.;

— din punct de vedere al vitezei cu care se desfășoară procesul: **t.t.** cvasistative, care au loc într-un timp infinit și **t.t.** nonstatice, care au loc cu viteză finită;

— din punct de vedere al perfecțiunii procesului: **t.t.** reversibile (ideale) și **t.t.** ireversibile (nonreversibile) — reale).

Procesele ireversibile care pot avea loc în timpul efectuării unei **t.t.** sînt numeroase, dar din punct de vedere al frecvenței cu care ele sînt întîlnite, trei sînt întotdeauna prezente în transformările reale, și anume: lucrul meca-

nic de frecare, schimbul de căldură cu pereții la diferență finită de temperatură și ireversibilitatea de pompaj. Ca urmare, o transformare reversibilă va trebui să îndeplinească condițiile: inexistența frecării (mecanică între organele de mașini sau vîscoasă între liniile de curent ale fluidului); termostatarea pereților cilindrului sau a canalelor prin care curge gazul, astfel încît, în orice moment, temperatura gazului să fie egală cu temperatura pereților sau a canalului; cvasistatică, pentru ca procesele de umplere și golire să nu aducă după sine modificări ale energiei de curgere (umplere și golire la presiune constantă).

Schimbul total de energie sub formă de căldură și lucru mecanic al gazului cu mediul exterior într-o **t.t.** are aceeași valoare indiferent de drum (v. Principiul stării inițiale și finale), dar raportul dintre căldura și lucrul mecanic schimbat cu exteriorul este dependent de drum. Ca urmare, există, la limită, **t.t.** la care:

$$|E_{1,2}=l_{1,2}|_{q_{1,2}=0} \text{ și } |E_{1,2}=q_{1,2}|_{l_{1,2}=0}$$

T.t. în care schimbul de energie cu exteriorul are loc numai sub formă de lucru mecanic, poartă denumirea de **t.t.** *mecanică*, iar **t.t.** la care schimbul de energie cu mediul exterior are loc numai sub formă de căldură se numește **t.t.** *calorică*.

Deoarece **t.t.** sînt elementele componente ale unui ciclu termodinamic de forță sau de lucru care are la bază ciclul Carnot, compus din două **t.t.** calorice și două **t.t.** mecanice, din infinitatea de drumuri ce pot avea loc între starea inițială 1 și starea finală 2, interesează în tehnică numai transformările apropiate de **t.t.** calorică și mecanică. Acestea sînt:

— **t.t.** calorice: izocoră și izobară, a căror ecuații sînt:

$$q_{1,2}=u_2-u_1=c_{vm}\Big|_{T_2}^{T_1}(T_2-T_1) \text{ izocoră}$$

$$q_{1,2}=h_{01}-h_{02}=c_{pm}\Big|_{T_{02}}^{T_{01}}(T_{02}-T_{01}) \text{ izobară}$$

— **t.t.** mecanice (izotermă și adiabatică) cu ecuațiile:

$$\text{izotermă: } \Big| l_{1,2}=q_{1,2}\Big|_{u_1=u_2} \text{ și } \Big| lc_{1,2}=q_{1,2}\Big|_{h_{01}=h_{02}}$$

$$\text{adiabată: } \Big| l_{1,2}=u_2-u_1\Big|_{q_{1,2}=0}; \Big| l_{1,2}=h_{01}-h_{02}\Big|_{q_{1,2}=0}$$

în care, s-a notat cu $l_c=-\int v\,dp$, — lucrul mecanic exterior al unei turbomașini, iar $l_{1,2}=\int p\,dv$ — lucrul mecanic exterior al unei umașini c piston.

Schimbul de energie al mediului termodinamic cu mediul exterior pentru transformările ideale (reversibile) se poate calcula analitic cu relațiile primului principiu sau grafic, dacă se dispune de reprezentarea trasnformării pe diagrama mecanică (p-v) sau calorică (T-S).

Pentru calculul analitic ecuațiile de calcul sînt:

— pentru transformările deschise:

$$q_{1,2}=(h_{01}-h_{02})+lc_{1,2};$$

— pentru transformările închise:

$$q_{1,2}=(u_2-u_1)+l_{1,2}.$$

Se obține pentru **t.t.** reversibile închise calorice:

— izocoră ($v=\text{ct}$)

$$q_{1,2}=(u_2-u_1);$$

— izobară ($p=\text{ct}$)

$$q_{1,2}=(u_2-u_1)+p(v_2-v_1).$$

iar pentru **t.t.** reversibile închise mecanice:

— izotermă ($T=\text{ct}$)

$$q_{1,2}=l_{1,2}$$

— adiabată ($q_{1,2}=\text{ct}$)

$$l_{1,2}=u_2-u_1.$$

Pentru **t.t.** reversibile deschise calorice se obține:

— izocoră ($V=\text{ct}$)

$$q_{1,2}=(u_2-u_1)-v(p_2-p_1)+\frac{w_2^2-w_1^2}{2}$$

— izobară ($p=\text{ct}$)

$$q_{1,2}=(u_2-u_1)-p(v_2-v_1)+\frac{w_2^2-w_1^2}{2},$$

iar pentru **t.t.** reversibile deschise mecanice:

— izotermă ($T=\text{ct}$)

$$q_{1,2}=lc_{1,2}=v\,dp+\frac{w_2^2-w_1^2}{2};$$

— adiabatică ($q_{1,2}=\text{ct}$)

$$lc_{1,2}=(h_2-h_1)+\frac{w_2^2-w_1^2}{2}.$$

Pentru calculul energiei schimbate cu mediul exterior de sistemul termodinamic în timpul unei **t.t.** reversibile se folosesc diagrame p-v și T-s.

În figura T.106 se prezintă ca exemplu o **t.t.** izotermă reversibilă pe cele două dia-

Scanned with OKEN Scanner

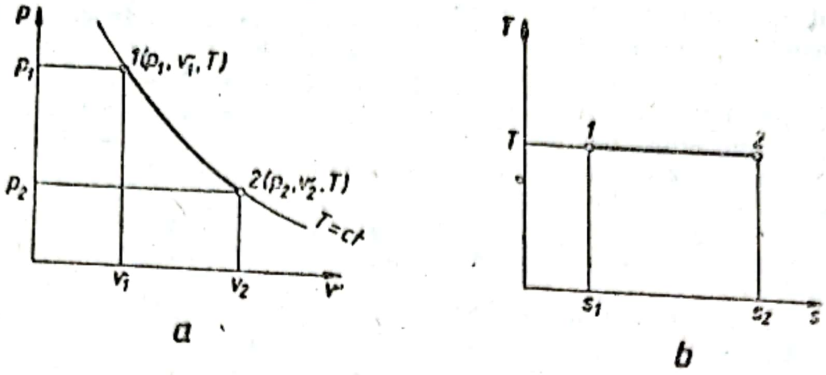


Fig. T.106. Transformare izotermă.

grame. Cu ajutorul diagramei p-v, lucrul mecanic $l_{1,2}$ este suprafaţa 1-2-v_2-v_1-1 iar lucrul mecanic $lc_{1,2}$ este suprafaţa 1-2-p_2-p_1-1. Cantitatea de căldură $q_{1,2}$ schimbată cu exteriorul pe diagrama T-S este 1-2-s_2-s_1-1.

Pentru **t.t.** ireversibile, atît calculul analitic, cît şi cel grafic nu este posibil. Se consideră, de exemplu, o **t.t.** oarecare ireversibilă pentru care ecuaţia de calcul este de forma generală:

$$q_{1,2}=(u_2-u_1)+l_{1,2}+l_{fr}\pm q_p.$$

Lucrul mecanic de frecare l_{fr} este în funcţie (pentru transformarea închisă considerată) de coeficientul de frecare mecanică dintre piston şi cilindru, a cărui valoare depinde de coeficientul de frecare (variabil în timp şi de construcţia respectivă), precum şi de eficienţa sistemului de ungere. Cum toţi parametrii sînt aleatori, valoarea lui l_{fr} nu poate fi cunoscută. În ceea ce priveşte căldura schimbată cu pereţii, ea depinde de diferenţa de temperatură dintre gaz şi pereţi. Pentru toate maşinile cu piston, temperatura pereţilor este constantă iar a gazului variază între starea 1 şi 2 (Fig. T.107).

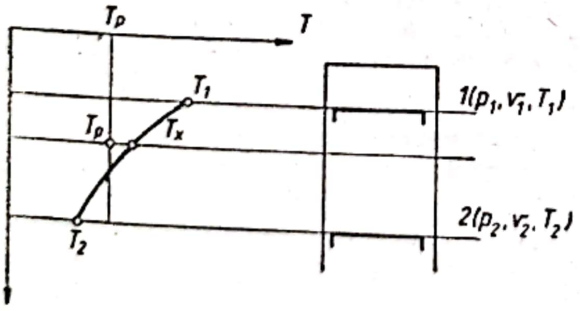


Fig. T.107. Schimbul de căldură (q_p) la diferenţă finită de temperatură.

Ca urmare, căldura schimbată între gaz şi perete este variabilă ca intensitate şi ca sens, deoarece diferenţa T_x-T_p este variabilă ca mărime sau chiar de sens contrar. Deci, nici această valoare nu poate fi determinată pentru a fi executat calculul analitic.

Considerînd că la o maşină cu piston existentă se cunoaşte transformarea care are loc în realitate în maşină pe diagrama p-v, transformarea teoretică ce ar trebui să aibă loc în maşină ar fi adiabatică (se neglijează schimbul de căldură cu pereţii). În figura T.108 transformarea teoretică este 1-2_t, însă deoarece l_{fr} se transformă totdeauna în căldură, care rămîne în masa gazului, înseamnă că la sfîrşitul cursei pistonului, cînd volumul gazului a devenit V_2, temperatura lui va fi mai ridicată decît T_{2t}, deci curba reală a stării gazului în maşină (proces ireversibil) este curba 1-2; lucrul mecanic de frecare a consumat din lucrul mecanic al destinderii adiabatice 1-2_t. Pe diagrama p-v se constată că lucrul mecanic teoretic ce ar trebui dezvoltat în transformarea 1-$2t$ este suprafaţa v_1-1-2_t-v_2. Lucrul mecanic de sub transformarea reală 1-2 este suprafaţa v_1-1-2-v_2 v_1-1-2_t-v_2, ceea ce reprezintă o imposibilitate. Ca urmare, se constată că transformările ireversibile nu pot fi reprezentate pe diagramele termodinamice, ele ducînd la concluzii eronate.

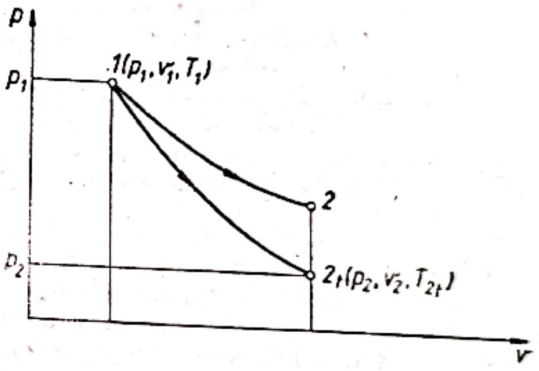


Fig. T.108. Transformare adiabatică reversibilă.

T.t. ale gazelor reale nu pot fi calculate analitic, deoarece relaţiile de legătură dintre mărimile de stare fizică p, v, şi T sînt foarte complexe (v. Gaze reale) pe de o parte, iar cele de legătură între cele fizice şi calorice nu sînt în totalitate cunoscute. Ca urmare, rezolvarea analitică a unei **t.t.**, efectuată de un gaz real,

este posibilă numai dacă se dispune de tabele sau diagrame întocmite special pentru fiecare gaz în parte.

TRANSFORMATOR DE ABUR. Aparat vaporizator destinat alimentării cu abur a consumatorilor industriali. **T. de a.** asigură alimentarea cu abur a consumatorilor tehnologici, atunci cînd din procesele tehnologice nu se returnează o mare parte din condensat sau se returnează impur.

Vaporizatorul folosit ca **t. de a.** (Fig. T.109) asigură separarea între aburul primar livrat

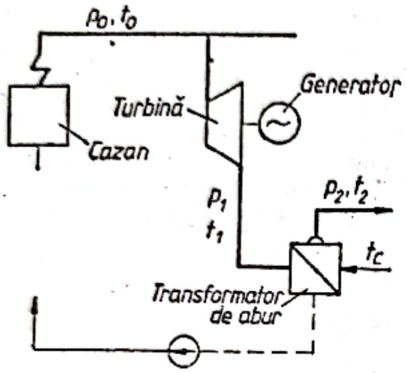


Fig. T.109. Schema termică pentru folosirea transformatoarelor de abur.

din turbinele de termoficare și condensatul acestuia, față de aburul secundar rezultat și condensatul lui returnat de la agregatul tehnologic. În acest fel, condensatul aburului prelevat din turbină este returnat integral la cazanul de abur, iar pierderile de condensat din circuitul secundar al consumatorului se înlocuiesc cu apă epurată chimic. Presiunea aburului primar folosit în **t. de a.** poate ajunge pînă la 15—18 bar, iar debitul de abur secundar pînă la 25—30 kg/s. Dezavantajele utilizării **t. de a.** sînt următoarele: a) **t. de a.** introduc o diferență de temperatură suplimentară față de temperatura t_2 impusă; b) diferența medie de temperatură pe **t. de a.** este redusă, mărindu-i suprafața de schimb de căldură. Aceasta implică un gabarit mare al aparatului și necesitatea unor spații mari pentru amplasare. În cazul unor debite mari de condensat nereturnat sau cu un grad avansat de impurificare, apare necesitatea unor baterii de mai multe **t. de a.** montate în paralel. De asemenea, atunci cînd consumatorul tehnologic impune două sau mai multe niveluri de parametri ai aburului consumat, este necesară realizarea de baterii de **t. de a.** montate în cascadă, ca în figura T.110. Acestea măresc și mai mult investițiile aferente stației de **t. de a.**

T. de a. este un schimbător de căldură de suprafață vaporizator, care produce abur saturat de joasă presiune, cu o umiditate medie la ieșire de 1—3%. În figura T.111 se prezintă schema tehnologică a **t. de a.** Apa de alimentare din circuitul secundar intră prin partea inferioară a utilajului (racordul *R*3) și trece prin țevile fasciculului tubular, unde preia căldura aburului primar care condensează între țevi. Ajunsă în camera de vaporizare, o parte din apă se transformă în abur, care este evacuat prin racordul *R*4, iar o parte revine în zona inferioară a aparatului prin circulație naturală exterioară (țevile de recirculare sau de cădere *R*5). Camera de vaporizare este prevăzută cu un separator de umiditate și un ecran în scopul creșterii titlului aburului secundar. Aburul primar intră în aparat prin racordul *R*1, iar condensatul rezultat este evacuat prin racordul *R*2 prevăzut la partea inferioară a fasciculului tubular. Purjarea circuitului secundar se face printr-un tor situat imediat sub oglinda de vaporizare (racordul *R*11). Aparatul este prevăzut cu racorduri de aerisire pentru ambele compartimente (racordurile *R*7, *R*8, *R*9, *R*10), folosite la pornire și pe parcursul exploatării. Controlul funcționării **t. de a.** se face prin analiza chimică a aburului secundar și a purjei, precum și prin reglajul automat al nivelului

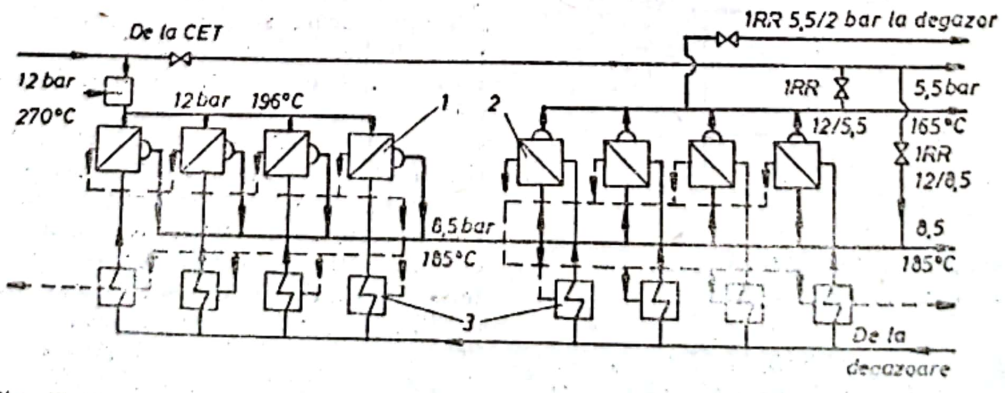


Fig. T.110. Schema termică de principiu a unei stații de transformatoare de abur în două trepte:
1 — treapta I, de la 12 bar, 196°C la 8,5 bar, 185°C;
2 — treapta a II-a, de la 8,5 bar, 185°C la 5,5 bar, 165°C;
3 — răcitoare de condensat.

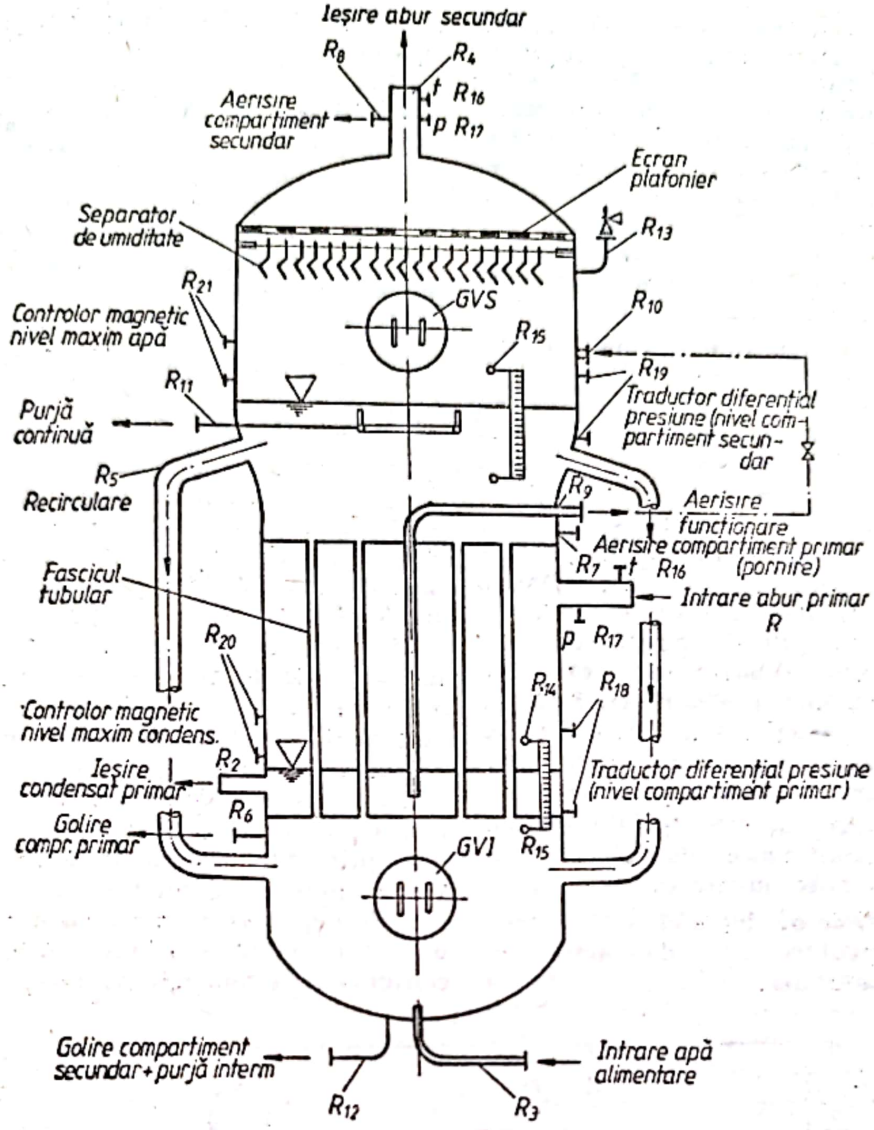


Fig. T.111. Schema tehnologică a transformatorului de abur.

Tabelul T.18

Caracteristicile tehnice ale transformatoarelor de abur fabricate de Vulcan-Bucureşti

Diametrul nominal [mm]	1 000	1 200	1 400	1 600	2 000	2 200	2 600	3 200
Suprafaţa de schimb de căldură [m²]	40	65	100	160	250	400	650	1 000
Debitul nominal de abur secundar [t/h]	1,6	2,5	4	6,5	10	16	25	40
Înălţimea totală [mm]	5 050	5 340	5 630	6 100	6 930	7 400	8 590	9 490
Număr de ţevi ∅ 30×2 mm	271	413	607	854	1 128	1 593	2 150	2 833
Lungimea ţevilor [mm]	1 877	1 977	2 107	2 447	2 747	3 067	3 647	4 157
Masa aparatului gol [kg]	2 810	3 940	5 800	8 100	11 600	17 000	26 400	39 600

apei şi condensatului în limitele prescrise. Indicatoarele *R*20 şi *R*21 permit controlul vizual şi semnalizarea situaţiilor limită. Traductoarele diferenţiale de presiune *R*18 şi *R*19 acţionează asupra organelor de reglaj al nivelului. Pentru curăţare şi întreţinere aparatul este prevăzut cu o gură de vizitare inferioară (GVI), respectiv, superioară (GVS). Racordurile *R*16 sînt prevăzute pentru măsurarea temperaturii, iar racordurile *R*17 pentru măsurarea presiunii agentului primar, sau secundar.

În tabelul T.18 se dau caracteristicile tehnice principale ale gamei de **t. de a.** produse de „Vulcan" Bucureşti, avînd alcătuirea constructivă din figura T.111. Avînd în vedere că vaporizarea agentului secundar se face în cadrul unei circulaţii naturale, aparatul se construieşte vertical (cu fasciculul tubular vertical), amplasat într-o manta cilindrică. Presiunea maximă de lucru pentru agentul primar şi secundar este de 16 bar, iar temperatura maximă de lucru pentru agentul primar/secundar este de 350/200°C. Fasciculul tubular este executat din ţeavă $\Phi 30\times 2$ mm, din oţel OLT 35 K. Aburul secundar are presiunea minimă de 3 bar, iar diferenţa de presiune primar/secundar are valoarea maximă de 7 bar şi minimă de 3 bar. Apa de alimentare este tratată chimic şi degazată. Purja continuă evacuează 5—15% din debitul de abur secundar.

Performanţele **t. de a.** sînt afectate de calitatea apei de alimentare şi de depunerile pe partea agentului secundar.

Ecuaţiile de funcţionare a **t. de a.** sînt următoarele:

$$Q = k_s S \Delta t_{med} \approx G_1 r_1 \approx G_2 r_2 \text{ [W]}; \quad \frac{1}{k_s} \frac{1}{k_{s0}} + R_{sd} \text{ [m}^2 \cdot \text{°C/W]},$$

unde: Q este sarcina termică a aparatului [W]; k_{s0}, k_s — coeficientul global de schimb de căldură al aparatului curat, respectiv, cu depuneri [W/m^2·°C]; R_{sd} — rezistenţa termică a depunerilor pe suprafaţa de schimb de căldură [m^2·°C/W]; S — suprafaţa de schimb de căldură [m^2]; G_1, G_2 — debitul de agent primar, respectiv, secundar [kg/s]; r_1, r_2 — căldura latentă de vaporizare (condensare) a agentului primar, respectiv, secundar [J/kg]; Δt_{med} — diferenţa medie de temperatură în aparat [°C]. În general, Δt_{med} este proporţională cu diferenţa de presiune între agentul primar şi secundar, adică $\Delta t_{med} = a(p_1 - p_2)$, unde a este un coeficient de proporţionalitate. Deoarece $r_1 \approx r_2$, rezultă că $G_1 \approx G_2$ în toate regimurile de lucru. În timpul funcţionării, creşterea rezistenţei termice a depunerilor R_{sd} reduce coeficientul global de schimb de căldură k_s. Ca urmare, dacă $\Delta p = p_1 - p_2 = \text{const.}$, rezultă $\Delta t_{med} = \text{const.}$, astfel încît sarcina termică Q a aparatului scade şi, de asemenea, debitul de abur primar G_1 şi de abur secundar G_2. Aparatul se opreşte din funcţionare în vederea curăţirii de depuneri atunci cînd debitul G_2 atinge o valoare minimă admisă. Alimentarea unui consumator tehnologic se face, de regulă, de

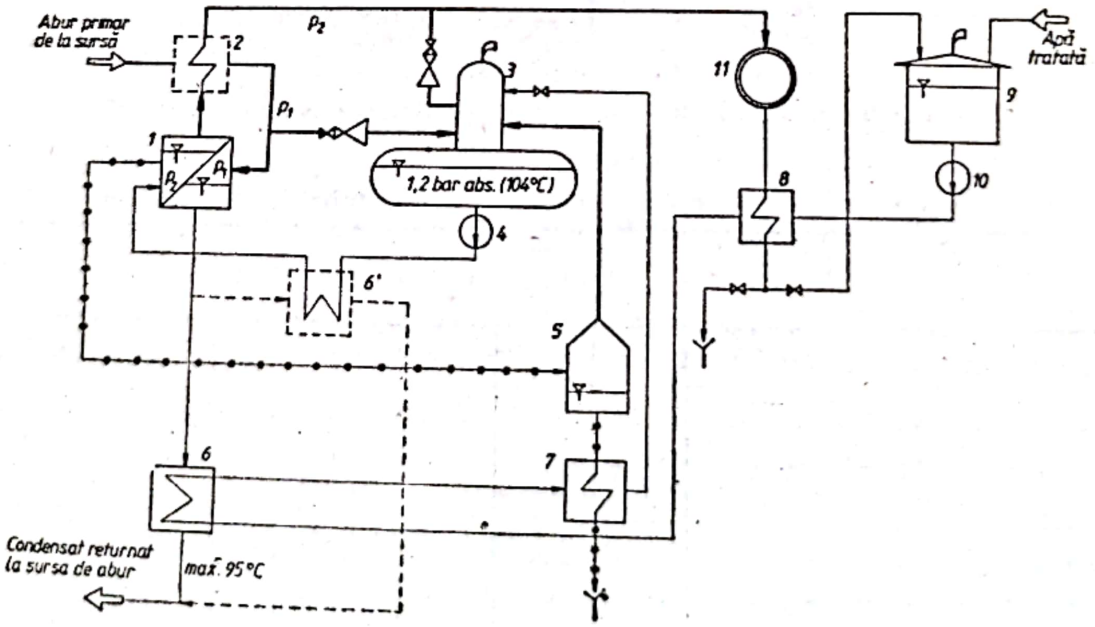


Fig. T.112. Schema de funcţionare a transformatorului de abur:
1 — transformator de abur; *2* — supraîncălzitor de abur (facultativ); *3* — degazor termic; *4* — electropompă de alimentare; *5* — expandor atmosferic; *6*, *6'* — schimbător de căldură apă-apă (preîncălzitor treapta a doua, *6'* facultativ); *7* — schimbător de căldură apă-apă (răcitor de purjă); *8* — schimbător de căldură apă-apă (preîncălzitor treapta întîi); *9* — rezervor cilindric vertical; *10* — electropompă; *11* — consumator de abur.

la o baterie de **t. de a.**, din care unele sînt în funcţionare, iar altele în revizie.

În figura T.112 se prezintă schema de funcţionare a **t. de a.** prevăzut cu un supraîncălzitor de abur. La stabilirea schemei se au în vedere următoarele elemente: natura consumatorilor de abur, particularităţile instalaţiilor existente şi parametrii aburului primar disponibil, gama tipodimensiunilor de **t. de a.**, valoarea nominală $G_{2,0}$ şi aceea atinsă la limita de oprire a **t. de a.**

TRANSPORT ÎN STRAT FLUIDIZAT. Proces de antrenare a materialelor pulverulente şi granulare de un curent de fluid. Caracterul mişcării unui curent de fluid şi material granular şi pulverulent depinde de viteza de deplasare a fluidului şi de dimensiunea şi greutatea granulelor. Dacă printr-un strat de granule trece un curent de gaz, se constată o creştere a pierderii de presiune cu creşterea vitezei, pînă cînd stratul expandează uşor (punctul *B* — Fig. T.113), astfel că granulele sînt uşor ridicate.

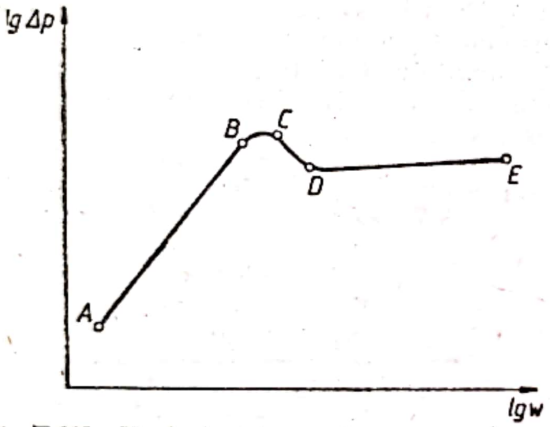


Fig. T.113. Variaţia pierderilor de presiune în funcţie de viteza de curgere în stratul fluidizat.

Pe măsură ce viteza creşte, stratul devine instabil, particulele se mişcă continuu, aflîndu-se totuşi în contact (punctul *C*). Peste această viteză particulele încep să se mişte, ciocnindu-se între ele (se realizează un fel de „fierbere"), pînă în punctul *D*. După ce viteza fluidului a depăşit acest punct, forţa de frecare între fluid şi granule întrece greutatea granulelor, ele fiind antrenate, deci s-a ajuns în domeniul **t. în s.f.** (domeniul *D-E*).

Viteza maximă de fluidizare este egală cu viteza de transport sau de antrenare a particulelor solide din strat şi se determină conform legilor plutirii.

Viteza minimă sau critică de fluidizare, corespunzătoare punctului *C*, se determină pe baza unor relaţii experimentale. Pentru straturi monodisperse, în regim laminar, viteza de fluidizare minimă este:

$$w_{mf}=9{,}35\cdot 10^{-3}\,\frac{D_p^{1{,}8824}}{\nu_f^{0{,}8824}}\left(\frac{\rho_s-\rho_f}{\rho_f}\right)^{0{,}9412}\ [\text{m/s}],$$

iar relaţia valabilă pentru orice regim de curgere:

$$w_{mf}=81\cdot 10^{-5}(\rho_s-\rho_f)\cdot g\cdot D_p/\eta_f\ [\text{m/s}],$$

în care: D_p este diametrul particulelor [m]; ρ_f, ρ_s — densitatea fluidului, respectiv a particulelor [kg/m³]; ν_f, η_f — viscozitatea cinematică, respectiv dinamică [m²/s, respectiv Ns/m²] a fluidului.

Viteza maximă de fluidizare este egală cu viteza de transport sau de antrenare a particulelor solide. Ea se obţine din ecuaţia criterială:

$$Re=\frac{Ar}{18+0{,}61\sqrt{A_r}},$$

în care criteriile Arhimede şi Reynolds sînt:

$$A_r=\frac{g\cdot D_m}{\nu_f^2}\left(\frac{\rho_s}{\rho_f}-1\right);\quad Re=\frac{w_{mf}\cdot D_p\cdot\rho_f}{\eta_f},$$

D_m fiind diametrul maxim al particulelor.

TRANZITORIU (Regim). V. Mişcare laminară; Mişcare turbulentă

TREAPTĂ DE COMPRIMARE. Unitate funcţională în cadrul unui proces de comprimare multietajat, în care se realizează creşterea presiunii agentului de lucru (v. Compresor).

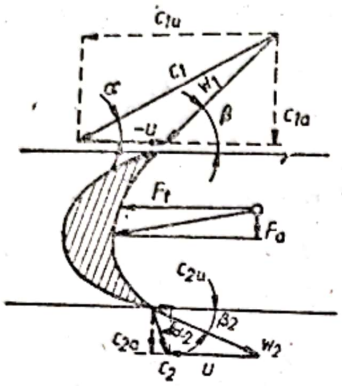
În cazul compresoarelor cu piston, **t. de c.** este constituită din unul sau mai mulţi cilindri cuplaţi în paralel, care intră în alcătuirea aceleiaşi maşini policilindrice. În cadrul **t. de c.**, creşterea presiunii se realizează în limita raportului de comprimare maxim admisibil (β_{max}) pentru care funcţionarea maşinii este optimă din punct de vedere al economicităţii şi regimului termic (în general $\beta_{max}=3\cdots4$). **T. de c.** poate fi constituită şi ca o maşină policilindrică independentă, cu cilindrii funcţionînd în paralel, dacă debitele vehiculate în procesul de comprimare sînt mari sau condiţiile de funcţionare impun acest lucru (v. Instalaţie frigorifică).

În cazul turbocompresoarelor, **t. de c.** este constituită din rotor împreună cu difuzorul aferent, la turbocompresoarele centrifugale-radiale şi din perechea formată dintr-un rînd de palete mobile, respectiv un rînd de palete fixe, la turbocompresoarele axiale (v. Turbocompresor). În cadrul **t. de c.** la aceste maşini creşterea de presiune este determinată de energia cinetică pe care rotorul o poate imprima agentului de lucru, în funcţie de profilul paletelor şi viteza periferică maxim admisibilă. Orientativ, la turbocompresoarele centrifugale pe o **t. de c.** $\beta_{max}=3\cdots4$, iar pentru cele axiale $\beta_{max}=1{,}1\cdots1{,}2$.

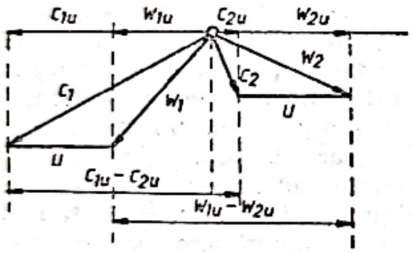
TRIUNGHI DE VITEZE (Sin. Diagramă de viteze). Metodă grafică pentru determinarea componentelor vitezei de curgere a fluidelor

Scanned with OKEN Scanner

prin canale profilate sau rețele de palete ale mașinilor rotative. În cazul rețelelor de palete, compunerea vitezelor se face vectorial construind t. de v. atît la intrare, cît și la ieșire. Obișnuit, cele două t. de v. se suprapun pe aceeași diagramă, cu aceeași origină, alegînd un sistem rectangular de axe: axa orizontală, reprezentînd direcția de mișcare a paletelor și axa verticală, direcția de curgere a fluidului (Fig. T.114). Din diagramă rezultă: variația vitezei



a



b

Fig. T.114. Schema de compunere a vitezelor:
a — distribuție pe paletă; *b* — triunghiurile de viteze de intrare și de ieșire.

la trecerea fluidului prin palete (deci, forța de impuls transmisă paletelor) și unghiurile de intrare și de ieșire.

În proiectare, se preferă calculul trigonometric al elementelor t. de v. Notînd cu u vitezele tangențiale, c — vitezele absolute și w — vitezele relative, iar cu indicii a — componentele axiale, u — componentele tangențiale; 1 — intrare; 2 — ieșire și cu $x=u/c_1$, rezultă relațiile:

— pentru intrare:

$$c_{1u}=c_1\cos\alpha_1;\ c_{1a}=c_1\sin\alpha_1$$

$$w_{1u}=c_1\cos\alpha_1-u;\ w_{1a}=c_{1a}=c_1\sin\alpha_1$$

$$\operatorname{tg}\beta_1=\frac{w_{1a}}{w_{1u}}=\frac{\sin\alpha_1}{\cos\alpha_1-x};\quad w_1=\frac{w_{1a}}{\sin\beta_1}$$

— pentru ieșire:

$$c_{2u}=w_2\cos\beta_2-u;\ c_{2a}=w_{2a}=w_2\sin\beta_2$$

$$w_{2u}=w_2\cos\beta_2;\ w_{2a}=w_2\sin\beta_2$$

$$\operatorname{ctg}\alpha_2=\frac{c_{2a}}{c_{2a}}=\frac{w_2\cos\beta_2-u}{w_2\cos\beta_2};\quad c_2=\frac{c_{2a}}{\sin\alpha_2}$$

TUB CAPILAR. Tub cu diametrul mai mic de 1 mm, care permite manifestarea activității capilare (v. Activitate capilară).

TUB DE CURENT. Suprafață formată din toate liniile de curent ale unui fluid în mișcare, sprijinite la un moment dat pe o curbă închisă. Curgerea se face în momentul considerat, ca și cum t. de c. ar avea pereți solizi, astfel încît debitul unui fluid incompresibil este constant. Exprimarea matematică a principiului conservării energiei în hidraulică este legată de legea lui Bernoulli, conform căreia energia totală a unui fluid în mișcare permanentă este constantă și se compune din energia potențială, energia datorită presiunii și energia cinetică. Pentru două secțiuni transversale 1 și 2 ale unui curent de fluid (Fig. T.115) acest lucru se scrie sub forma ecuației principiului I:

$$E=z_1+\frac{p_1}{\rho_1 g}+\frac{w_1^2}{2g}=z_2+\frac{p_2}{\rho_2 g}+\frac{w_2^2}{2g}+\frac{s_p}{\rho_2 g}=\text{const [m]}$$

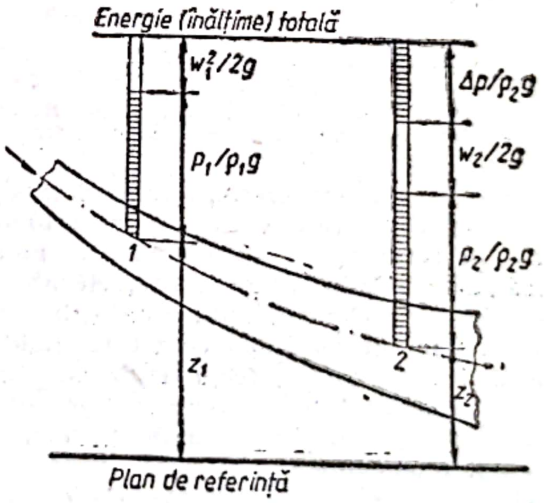


Fig. T.115. Legea lui Bernoulli pentru un curent de fluid.

unde: z_1, z_2 — cote față de un nivel de referință [m]; p_1, p_2 — presiunea hidrostatică a fluidului [Pa]; ρ_1, ρ_2 — densitatea fluidului [kg/m³]; w_1, w_2 — viteza medie a fluidului [m/s]; g — accelerația gravitației, $g=9{,}81$ m/s²; s_p — pierderea de presiune a fluidului între punctele 1 și 2 [Pa].

Mărimea E este exprimată sub forma unei energii potențiale, respectiv a unei înălțini, a

unei coloane de fluid și din această cauză ultimul termen al relației se poate scrie:

$$\frac{\Delta p}{\rho g} = \Delta h \ [\text{m}],$$

în care Δw reprezintă pierderea de înălțime (sarcină) la curgerea fluidului.

Pe baza acestei legi se pot calcula pierderile de presiune (energie) la curgerea fluidului prin conducte și canale.

Pentru un volum dintr-un **t. de c.** al unui fluid incompresibil în mișcare permanentă, delimitat de suprafața laterală S_l și de suprafețele S_1 și S_2 prin care fluidul intră și, respectiv, iese din volumul considerat (Fig. T.116), teorema impulsului este:

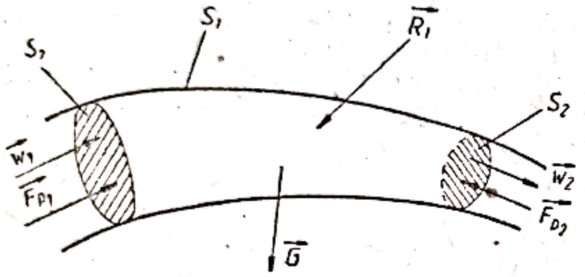


Fig. T.116. Teorema impulsului aplicată la tubul de curent.

$$\rho Q(\vec{w}_2 - \vec{w}_1) = \vec{F}_{p1} + \vec{F}_{p2} + \vec{G} + \vec{R}_e = \Sigma \vec{F}_{ext},$$

unde: Q este debitul volumetric de fluid [m^3/s]; $\vec{w}_1$, $\vec{w}_2$ — vitezele medii în secțiunile S_1 și S_2 [m/s]; $\vec{F}_{p1}$, $\vec{F}_{p2}$ — forțele de presiune pe suprafețele S_1 și S_2 [N]; $\vec{G}$ — greutatea fluidului cuprins în volumul delimitat de suprafețele S_l, S_1, S_2 [N]; $\vec{R}_e$ — rezultanta forțelor pe suprafață, cu care mediul exterior (fluid sau perete solid) acționează asupra **t. de c.** [N]; $\rho Q w_2$, $\rho Q w_1$ — impulsul la ieșire, respectiv la intrare prin suprafețele S_1 și S_2.

TUB DE FLACĂRĂ. Tub din oțel care formează focarul cazanului de abur tip cu „tub de flacără", având diametrul de 800—1 100 mm, amplasat asimetric sub nivelul minim al apei din tambur. El poate fi confecționat din tablă netedă sau ondulată (v. Cazan — Fig. C 50 *a*).

TUB DE PRESIUNE. v. Pitot (Tub)

TUB TERMIC. Dispozitiv de transport al căldurii printr-o repetare ciclică a proceselor de vaporizare-condensare care se desfășoară într-o incintă tubulară închisă etanș (fără elemente mecanice în mișcare). Pentru transportul unei cantități mari de căldură, cu o diferență mică de temperatură, se folosește ca metodă fierberea unui lichid, transportul vaporilor printr-o conductă și condensarea lor la consumatorul de căldură. Funcționarea continuă este realizată, de regulă, prin returnarea condensatului la sursa de căldură. În cadrul **t.t.** această operație este realizată cu ajutorul unei structuri capilare corespunzătoare, care execută „pomparea" înapoi a condensatului. Acest dispozitiv a fost propus pentru prima dată, în 1964, de Grover și colaboratorii de la laboratoarele științifice din Los Alamos, cu denumirea de „heat pipe". Funcționarea sa este simplă și faptul că nu necesită operații de întreținere au făcut ca **t.t.** să-și găsească aplicații în cele mai variate domenii de activitate (diverse industrii, tehnica spațială, electronică, medicină etc.).

T.t. este alcătuit dintr-un înveliș exterior închis la ambele capete (Fig. T.117, *a*), pereții interiori sînt acoperiți cu o structură capilară (material poros — Fig. T.117 *b*), iar partea centrală este goală. Înainte de etanșare (închiderea tubului), structura capilară este saturată (îmbibată) cu un lichid volatil de lucru. **T.t.** este încălzit la o extremitate (vaporizator) și răcit la cealaltă (condensator). Funcționarea **t.t.** îmbină două fenomene cunoscute ale fizicii: vaporizare-condensare și efectul forțelor capilare. Primul fenomen determină transferul de căldură prin tub, iar al doilea, întoarcerea fluidului condensat la vaporizator.

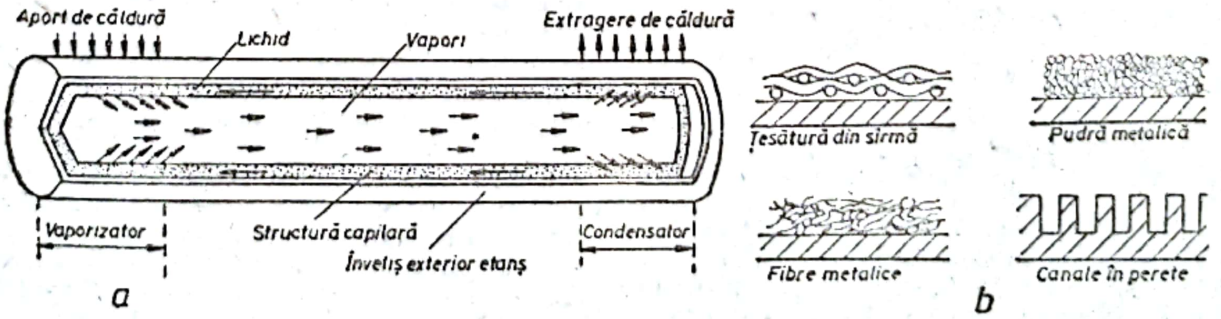


Fig. T.117. Elementele constructive ale tubului termic:
a — secțiune prin tubul termic; *2* — cîteva structuri capilare.

Scanned with OKEN Scanner

Principiul de funcţionare poate fi explicat cu ajutorul schiţei din figura T.118. În regim constant de funcţionare, temperatura de saturaţie a lichidului în vaporizator este menţinută cu ajutorul sursei exterioare de căldură mai ridicată decît temperatura de saturaţie a lichidului în condensator. Diferenţa de presiune rezultantă a vaporilor, $p_1-p_2>0$, asigură deplasarea vaporilor de la vaporizator spre condensator. Vaporizarea lichidului la extremitatea caldă tinde să golească de fluid structura capilară, producînd la iuterfaţa vapori-lichid un menisc cu raza de curbură R_1 mult mai mică decît raza de curbură R_2 a suprafeţei vapori-lichid din zona de condensare. La limită, R_1 tinde către raza porilor structurii capilare, iar R_2, către infinit (suprafaţă plană). Din fizică se cunoaşte că forţele de tensiune superficială, care produc curbarea suprafeţelor libere ale lichidelor în contact cu alte medii, produc şi o diferenţă de presiune Δp dintre o parte şi alta a meniscului, şi anume:

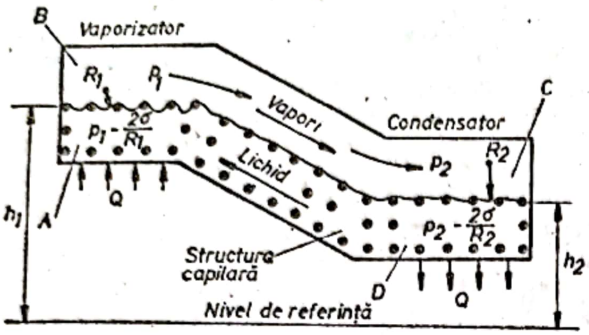


Fig. T.118. Principiul de funcţionare a tubului termic.

$$\Delta p=p_{vap}-p_{lich}=\frac{2\sigma}{R},$$

în care: p_{vap}, p_{lich} sînt presiunea vaporilor respectiv, a lichidului [Pa]; σ — tensiunea superficială [N/m]; R — raza de curbură a meniscului [m]. Cu ajutorul acestei relaţii se poate stabili presiunea lichidului în zona vaporizatoare:

$$p_1-\Delta p_1=p_1-\frac{2\sigma}{R_1},$$

respectiv, în zona condensatoare:

$$p_2-\Delta p_2=p_2-\frac{2\sigma}{R_2}.$$

Ţinînd seama şi de energia potenţială, diferenţa de presiune care asigură curgerea lichidului prin structura capilară între condensator şi vaporizator este:

$$2\sigma\left(\frac{1}{R_1}-\frac{1}{R_2}\right)-(p_1-p_2)-\rho g(h_1-h_2)=\Delta p_f,$$

în care ρ reprezintă densitatea lichidului [kg/m^3]; g — acceleraţia gravitaţiei [m/s^2]; h_1, h_2 — cotele suprafeţelor lichidului faţă de un nivel de referinţă, în m; Δp — pierderea de presiune prin frecare în structura capilară [Pa]. Deoarece $R_1 \ll R_2$, $p_1-p_2>0$, iar diferenţa h_1-h_2 depinde de poziţia în spaţiu a t.t., rezultă că membrul sting al ultimei ecuaţii poate fi făcut pozitiv, alegînd dimensiunea porilor capilari suficient de mică şi o lungime convenabilă a t.t.

În figura T.119 este redat în diagrama T-s ciclul de lucru din t.t. (transformările au fost notate conform figurii T.118): AB reprezintă creşterea de presiune la traversarea interfeţei lichid-vapori şi vaporizarea; BC — deplasarea vaporilor între extremitatea caldă şi cea rece a t.t.; CD — condensarea şi descreşterea de presiune la traversarea interfeţei lichid-vapori; DA — circulaţia condensatului spre sursa caldă prin structura capilară.

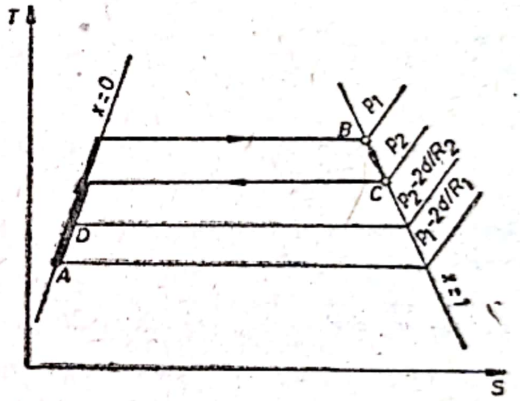


Fig. T.119. Reprezentarea ciclului de lucru din tubul termic în diagrama T—S.

Printre materialele folosite la confecţionarea t.t. se menţionează următoarele: pentru învelişul exterior (tubul de protecţie) — materiale ceramice, cupru, nichel, oţel inoxidabil, tantal, aliaje de molibden şi de niobiu; pentru structura capilară — fibre de sticlă, metale poroase, tuburi ceramice poroase, ţesături din sîrmă, canale înguste tăiate în peretele învelişului exterior, foi metalice ondulate şi perforate (în fig. 1, *b* se arată cîteva exemple de structuri capilare); fluide de lucru — apă, acetonă, amoniac, glicerină, săruri topite, cesiu, sodiu, potasiu, plumb, indiu, litiu, bismut şi argint. În tabelul T.19 se indică unele materiale şi domenii de temperatură pentru t.t., iar în tabelul T.20 proprietăţile unor fluide de lucru (un bun fluid trebuie să posede o căldură latentă de vaporizare ridicată, o tensiune superficială mare şi o densitate mică).

Cantitatea de căldură transportată prin t.t. este reprezentată, în principal, de căldura latentă de vaporizare a fluidului de lucru, absorbită la vaporizator şi cedată la condensator. Fluxul maxim de căldură transferat (puterea

Tabelul T.19

Unele materiale și domenii de temperatură pentru tubul termic

Temperatura [°C]	Fluidul de lucru	Materialul mantalei	Materialul structurii capilare
350—700	Cs	Ti	Nb
400—800	K	Oțel	Oțel inoxidabil
500—900	Na	Oțel	Oțel
700—1 100	Mg	Nb	Nb
900—1 300	Li	Nb+1% Zr	Nb+1% Zr
1 000—1 400	Bi	Ta	Ta
1 200—1 600	Pb	Ta	Ta
1 400—2 100	In	Ta	Ta
1 500—2 200	Ag	Ta	Ta

Tabelul T.20

Proprietățile unor fluide de lucru

Fluidul	Temperatura de topire [°C]	Temperatura de fierbere [°C]	Densitatea (la temperatura de topire) [kg/m³]	Căldura latentă de vaporizare [kJ/kg]	Tensiunea superficială (la temperatura de topire) [N/m]
Amoniac	—77	—33	684*	1 370	0,00277*
Apă	0	100	1 000	2 256	0,01152
Cesiu	29	705	1 794	612	0,00802
Potasiu	63	761	820	2 077	0,01546
Sodiu	98	884	930	4 210	0,02784
Litiu	179	1 316	510	19 630	0,0582
Plumb	327	1 717	10 500	859	0,0659
Indiu	156	2 087	7 000	1 963	0,0922
Argint	961	2 152	9 300	2 326	0,136

* La presiunea ambiantă de 0,98 bar.

termică maximă) se poate exprima prin relația:

$$Q = \frac{\sigma S D_h r}{b \nu L} \quad [\text{kW}],$$

în care: σ este tensiunea superficială a fluidului de lucru [N/m]; S — secțiunea liberă de curgere în structura capilară [m²]; D — diametrul hidraulic al canalelor capilare [m]; r — căldura latentă de vaporizare a fluidului de lucru [kJ/kg]; b — constantă adimensională a geometriei structurii capilare ($b \approx 16$ pentru tuburi capilare cilindrice libere; $b \approx 20$ pentru structură capilară din rețea de sîrmă); ν — viscozitatea cinematică a fluidului de lucru [m²/s]; L — lungimea structurii capilare [m]. În figura T.120 se arată fluxul teoretic maxim de căldură pentru un t.t. cu diametrul de 2,5 cm și lungimea de 30 cm, avînd o structură capilară din țesătură din sîrmă.

Funcționarea t.t. are șase caracteristici principale:

Conductanța termică ridicată. Aceasta se datorează transferului de energie sub formă de

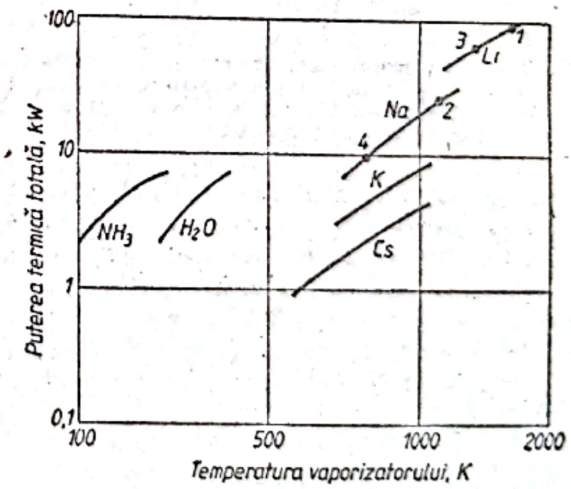


Fig. T.120. Puterea termică teoretică maximă a unui tub termic pentru diverse fluide în funcție de temperatura vaporizatorului.

căldură latentă de vaporizare a fluidului. Pentru comparație, un t.t. cu diametrul de 25 mm și lungimea de 70 cm poate transmite cu ușurință o putere termică de 11 kW; un conductor din cupru cu aceleași dimensiuni ar transfera

Scanned with OKEN Scanner

această putere la o diferență de temperatură de aproximativ 40 000°C, la care materialul s-ar volatiliza. Dacă, însă, acest conductor din cupru lucrează la aceeași cădere de temperatură ca și **t.t.**, ar trebui ales un bloc de 2,7 m diametru, cîntărind 40 t. În felul acesta, conductivitatea termică echivalentă a **t.t.** este de aproximativ 10^2—10^3 ori mai mare decît conductivitatea metalelor.

Funcționare izotermă. Teoretic, presiunea fiind constantă în lungul **t.t.**, acesta funcționează la o singură temperatură (determinată de alegerea fluidului și de presiunea de lucru) — temperatura de saturație din vaporizator și condensator. În realitate, apare o cădere redusă de temperatură, datorită existenței unui mic gradient de presiune care produce deplasarea vaporilor și a unor gradienți de temperatură prin pereți datorită conducției căldurii la extremitatea caldă și la cea rece. Pentru același **t.t.** din figura T.120, în figura T.121 este arătată, pentru cîteva fluide de lucru, căderea de temperatură ΔT în funcție de puterea termică. Se observă că o cădere de temperatură, de exemplu, de 1 K poate transporta o putere termică de aproape 100 kW. S-a stabilit că gradienții necesari de temperatură nu depășesc, în general, valori de 0,05—0,1 K/cm. Funcționarea practic izotermă imprimă **t.t.** caracteristici exergetice remarcabile, rezultate din pierderi reduse la deprecierea căldurii și din absența oricărei piese în mișcare. Se apreciază că randamentul exergetic depășește valori de 90%.

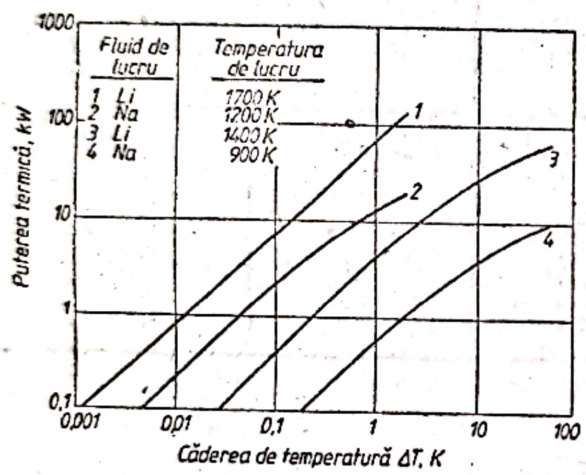


Fig. T.121. Puterea termică a tubului termic în funcție de căderea de temperatură a fluidului de lucru; punctele *1, 2, 3, 4* corespund notațiilor respective din figura T.120.

Transformator de flux termic unitar. Procesele de vaporizare și de condensare sînt independente unul de celălalt; pe de altă parte, schimbul de căldură la extremitățile **t.t.** cu sursele exterioare de căldură se poate face prin conducție, convecție sau radiație termică. Aceste elemente permit adaptarea unei surse de căldură la un consumator termic, între care există diferențe ale valorii fluxului termic unitar, prin alegerea unei suprafețe corespunzătoare de schimb de căldură. În felul acesta, **t.t.** poate extrage sau ceda fluxuri de căldură concentrate pe suprafețe reduse sau diluate pe suprafețe mari, obținîndu-se transformări ale fluxului termic unitar de pînă la 1 : 10.

Uniformizarea temperaturilor. Cuplarea acestui sistem la o sursă de căldură cu temperatură variabilă produce la condensator o uniformizare a acesteia. Variațiile de temperatură de la sursă se traduc prin modificarea vitezei de vaporizare; temperatura de vaporizare, proprie fluidului de lucru, nu este afectată.

Separarea surselor de căldură. Este posibilă datorită desfășurării independente a proceselor de vaporizare și condensare, despărțite în spațiu de lungimea **t.t.**

Temperatură și putere de ieșire constante. Prin însuși principiul de funcționare acest sistem poate menține cvasiconstanți parametrii de ieșire. Pentru variații de 1 la 10 ale puterii de intrare, s-au măsurat variații la ieșire de 1%. Ca atare, **t.t.** nu necesită un sistem exterior de control, fiind caracterizat printr-o inerție termică deosebită.

Factorii care limitează funcționarea **t.t.** sînt, în esență, următorii:

Puterea totală maximă. Acest factor se referă la concordanța dintre capacitatea de pompaj a structurii capilare și debitul de fluid vaporizat la sursa caldă. În cazul în care această capacitate este insuficientă, temperatura vaporizatorului crește mult, producîndu-se deteriorarea lui.

Fluxul termic critic. Transferul de căldură în vaporizator este similar fenomenului de fierbere la subrăcire sau la saturație din instalațiile convenționale. La creșterea fluxului termic, se trece de la regimul de fierbere nucleic la regimul de fierbere în film; fluxul critic apare atunci cînd forțele capilare nu mai sînt suficiente pentru a menține udată majoritatea suprafeței de încălzire. Filmul de vapori are efect termic rezistiv, conducînd la creșterea temperaturii peretelui vaporizatorului și la topirea acestuia (fenomenul de ardere sau „burnout"). S-a stabilit că limita superioară a condițiilor normale de funcționare depinde de valoarea fluxului termic critic și de dimensiunea diametrelor structurii capilare; un interes particular îl prezintă raportul optim între secțiunile de curgere pentru lichid și vapori.

Temperaturile externe ale fluidului. Din cele prezentate apare evidentă dependența dintre temperatura de lucru, viteza de vaporizare și presiunea vaporilor. Pentru un fluid dat, există o temperatură minimă sub care viteza de vaporizare devine insuficientă pentru o funcționare corectă; există, de asemenea, o temperatură

maximă care stabileşte o presiune a vaporilor, peste care securitatea învelişului exterior nu mai este asigurată. La temperaturi normale de funcţionare, presiunea internă este cuprinsă între 0,03 şi 10 bar.

Funcţionarea într-un cîmp de forţe. Încă de la crearea **t.t.**, cercetătorii nu au exclus folosirea lui în cîmpuri de forţe diferite ca intensitate şi natură (gravitaţie, cîmp magnetic, imponderabilitate). Apariţia unui cîmp de forţe are drept rezultat reducerea efectului tensiunii superficiale şi micşorarea capacităţii de pompaj a structurii capilare. Efectul forţelor exterioare depinde de fluid şi de poziţia dispozitivului; astfel, un **t.t.** cu litiu la funcţionare verticală dezvoltă o putere cu 10% mai mică decît în poziţie orizontală; pentru mercur, raportul acestor două puteri este mai mare decît 1.

Direcţii de utilizare. Cu experienţa acumulată pînă acum, **t.t.** se poate construi pentru orice configuraţie şi geometrie, pentru o varietate largă de puteri şi lungimi. Intervalul de temperatură în care acest dispozitiv poate funcţiona este actualmente de —200···+2 000°C, iar durata de viaţă depăşeşte 10 000 ore de funcţionare. Cercetările spaţiale au reprezentat prima direcţie de utilizare a **t.t.** Acesta satisface în bune condiţii restricţiile de gabarit şi greutate reduse şi de transfer eficient de căldură. De obicei, în cadrul sistemelor extraterestre **t.t.** realizează legătura între ciclul Rankine şi sursele de căldură (drept sursă rece serveşte mediul înconjurător, în care căldura este evacuată prin radiaţie termică). Funcţionarea în condiţii de imponderabilitate particularizează ecuaţia anterioară a diferenţelor de presiune, prin condiţia $g=0$. **T.t.** a căpătat aplicaţii deosebite în electronică (de exemplu, pentru răcirea redresoarelor şi diodelor de putere) şi în transformarea directă a energiei (de exemplu, în cadrul generatoarelor termoionice sau pentru utilizarea căldurii produse de izotopii radioactivi). Proprietăţile remarcabile ale **t.t.** au condus la întocmirea de studii şi proiecte privind folosirea sa pentru răcirea zonei active a reactoarelor nucleare destinate energeticii, aplicaţiilor spaţiale sau transportului aerian. Preocupări actuale se îndreaptă către crearea unui **t.t.** reglabil, avînd o conductanţă termică variabilă. Se apreciază că acest lucru poate fi realizat prin mai multe metode: controlul debitului de vapori prin tub, discontinuităţi în structura capilară sau utilizarea unor adaosuri de gaze cu solubilitate foarte redusă, care reduc suprafaţa de condensare. Ca alte aplicaţii se citează: supravegherea temperaturii proceselor industriale, încălzirea uniformă a materialelor pentru eliminarea tensiunilor termice interne, răcirea bobinajelor, a maşinilor şi aparatelor electrice, încălzirea bateriilor electrice cu plumb ale autovehiculelor la funcţionarea la temperaturi reduse, controlul temperaturii preparatelor medicale, recuperarea cantităţilor de căldură disponibile la potenţiale termice medii sau scăzute etc.

TURAŢIE. Numărul de rotaţii efectuate în unitatea de timp de arborele maşinii termice rotative, respectiv viteza de rotaţie a arborelui.

La maşinile termice rotative, **t.** arborelui are următoarele mărimi caracteristice:

— **t.** minimă de mers în gol, care reprezintă **t.** minimă posibilă corespunzătoare funcţionării stabile a maşinii în gol, respectiv, maşina nu livrează în exterior energie mecanică; întreaga energie produsă este consumată pentru antrenarea echipamentelor auxiliare ale maşinii. La motoarele cu ardere internă **t.** minimă de mers în gol este numită **t.** de relanti;

— **t.** nominală, care este **t.** corespunzătoare regimului nominal de funcţionare a maşinii (v. Regim).

— **t.** maximă, care reprezintă, în general, **t.** maximă de mers în gol. Funcţionarea maşinii la **t.** maximă accelerează sensibil uzurile pieselor în contact, implicînd totodată şi posibilitatea producerii avariilor. Din aceste motive, **t.** maximă este limitată de către constructor la valoarea **t.** maxime admisibile (inferioară cu 5—10% valorii **t.** maxime posibile). Limitarea **t.** se realizează prin regulatoare de **t.** (v. Regulator de turaţie).

Motoarelor cu ardere internă le sînt specifice încă două valori caracteristice ale **t.**:

— **t.** de putere maximă, care reprezintă **t.** corespunzătoare puterii efective maxime, respectiv, **t.** maximă la sarcină totală (v. Sarcină).

— **t.** de moment maxim, care este **t.** corespunzătoare momentului motor efectiv maxim, respectiv, **t.** minimă de funcţionare stabilă în sarcină totală (v. Sarcină).

TURBINĂ. Maşină cu rotor, care utilizează fie căderea (diferenţa) de entalpie a unui fluid compresibil, fie energia potenţială a unui fluid incompresibil (produsul între masa şi înălţimea de cădere a fluidului), în scopul producerii de energie mecanică.

În primul caz, fluidul motor este aburul (vapori de apă, vapori de mercur, vapori de difenileter etc.) (v. Turbină cu abur) sau gaze (gaze de ardere, aer cald etc.) (v. Turbină cu gaze), iar în al doilea caz, fluidul motor este apa (v. Motor hidraulic; Turbină hidraulică).

TURBINĂ CU ABUR. Motor termic cu rotor, care utilizează diferenţa (cădere a) de entalpie a vaporilor de apă în scopul producerii de energie mecanică. Instalaţiile de **t.** cu a. funcţionează conform ciclului Rankine [v. Ciclu Rankine].

Aburul (la presiune şi temperatură înalte), care evoluează în **t.** cu a., este produs într-o

Scanned with OKEN Scanner

instalație de vaporizare sub presiune (cazan de abur, reactor nuclear sau schimbător de căldură).

T. cu a. este constituită, în principal, din stator și rotor, componente care realizează transformarea energiei potențiale a aburului în energie mecanică; acestea pot fi alcătuite din mai multe elemente, astfel încît un element complet de stator și un element complet de rotor să formeze o treaptă (celulă sau etaj) a turbinei. Celelalte elemente ale **t. cu a.** sînt: carcasa, lagărele, dispozitivele de etanșare și mecanismul de reglare.

O clasificare generală a **t. cu a.** este dată în tabelul T.21.

Tabelul T.21

Clasificarea turbinelor cu abur

Criteriu	Tip
Presiunea la sfîrșitul destinderii în turbină (p_e)	Turbine cu condensație ($p_e < p_o$)
	Turbine cu contrapresiune ($p_e > p_o$)
Modul de utilizare a diferenței de entalpie disponibile în stator și în rotor	Turbine cu acțiune (utilizare numai în stator)
	Turbine cu reacțiune (utilizare în stator și în rotor)
Numărul de trepte	Turbine unietajate
	Turbine multietajate
Direcția curentului de abur față de axa turbinei	Turbine axiale
	Turbine radiale
	Turbine axial-radiale
Domenii de utilizare	Turbine de centrală electrică
	Turbine industriale
	Turbine navale
	Turbine de locomotive

În raportul cu tipul instalației, *din punctul de vedere al presiunii aburului* după destinderea în turbină, **t. cu a.** sînt: *turbine cu condensație*

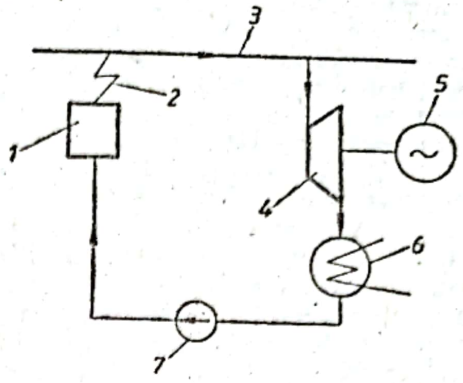


Fig. T.122. Turbină cu abur, cu condensație:
1 — cazan de abur; *2* — supraîncălzitor; *3* — conductă principală de abur; *4* — turbină cu abur; *5* — generator electric; *6* — condensator; *7* — pompă de condensat.

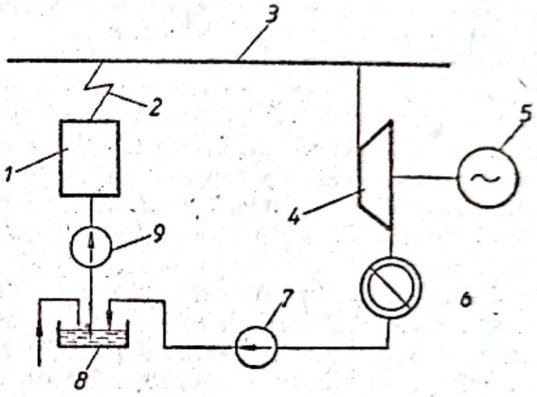


Fig. T.123. Turbină cu abur, cu contrapresiune:
1 — cazan de abur; *2* — supraîncălzitor; *3* — conductă principală de abur; *4* — turbină cu abur; *5* — generator electric; *6* — consumator industrial; *7* — pompă de condensat; *8* — rezervor de apă; *9* — pompă de alimentare a cazanului.

(Fig. T.122), în care aburul, după evoluția în turbină, trece în condensator, fiind apoi reintrodus în circuit și *turbine cu contrapresiune* (Fig. T.123), în care aburul, după turbină, alimentează un consumator industrial.

La turbinele cu condensație, presiunea aburului la sfîrșitul expansiunii este inferioară presiunii atmosferice, datorită vidului produs de condensator (0,1—0,035 bar).

Avantajele turbinelor cu condensație constau în randamentul relativ mare (datorită diferenței de entalpie a aburului, mai mare în raport cu turbinele cu contrapresiune) și în reutilizarea apei de condensație pentru alimentarea cazanului de abur (ne mai fiind necesară prepararea ei chimică). Dezavantajele acestor turbine sînt randamentele relativ mai mici ale treptelor care lucrează în domeniul saturației (spre condensator) din cauza pierderilor suplimentare prin condensare, nece-

sitatea unor secțiuni mai mari de trecere a aburului la ultimele trepte (gabarite mai mari) și pericolul de eroziune a paletelor ultimelor trepte din cauza creșterii umidității aburului.

La **turbinele cu contrapresiune**, presiunea aburului la sfîrșitul expansiunii este superioară presiunii atmosferice, aburul evacuat din turbină fiind utilizat în diferite scopuri. Randamentele acestor turbine sînt relativ mai mici decît cele ale turbinelor cu condensație (de aceeași putere), datorită diferenței de entalpie disponibilă mai mică.

Turbinele cu condensație sau cu contrapresiune pot fi construite în variantele cu livrare integrală a aburului (conform datelor menționate) sau cu prelevare de abur (prize de abur), respectiv cu unul sau două dispozitive de prelevare de abur la diferite presiuni. Aceste turbine se utilizează ca turbine industriale.

În statorul turbinei este transformată, parțial sau total, diferența disponibilă de entalpie a aburului, în energie cinetică. Transformarea se produce în ajutajele din stator, prin expansiunea adiabatică a aburului, de la presiunea și temperatura inițială (p_1, t_1) pînă la valori mai reduse (p_2, t_2), cu creșterea corespunzătoare a vitezei de curgere a aburului, respectiv a energiei sale cinetice. Această energie poate fi exprimată prin ecuația conservării energiei:

$$dq = dh + d\left(\frac{c^2}{2}\right),$$

unde: q este căldura schimbată cu exteriorul în timpul destinderii [kJ/kg abur], h — entalpia aburului [kJ/kg]; c — viteza de curgere a aburului [m/s]. Deoarece viteza de curgere a aburului prin ajutajele statorului este foarte mare, se poate neglija schimbul de căldură între abur și pereții ajutajelor, deci $dq = 0$. Ecuația conservării energiei devine:

$$dh + d\left(\frac{c^2}{2}\right) = 0.$$

Creșterea energiei cinectice se poate calcula prin integrare cu această relație (neținînd seama de frecarea între jetul de abur și pereții ajutajelor și neglijînd schimbul de căldură cu pereții), în ipoteza că viteza c_0 la intrare în ajutaj este neglijabilă:

$$\frac{c_1^2}{2} = h_1 - h_2,$$

c_1 fiind viteza aburului la ieșire din ajutaje; iar h_1 și h_2 — entalpiile aburului la intrare și ieșire din ajutaje, respectiv la începutul și sfîrșitul destinderii adiabatice în ajutaje (Fig. T.124).

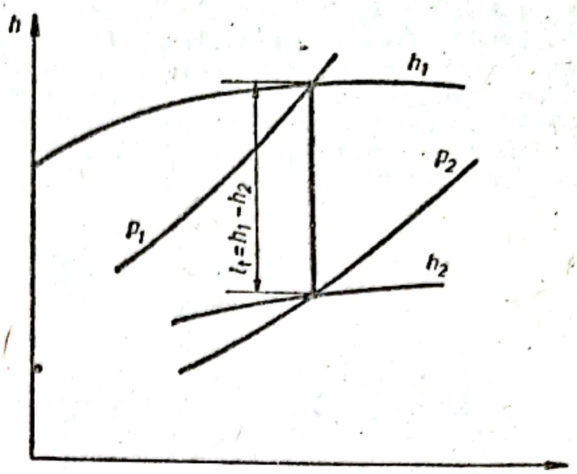


Fig. T.124. Destinderea adiabatică a aburului în turbină.

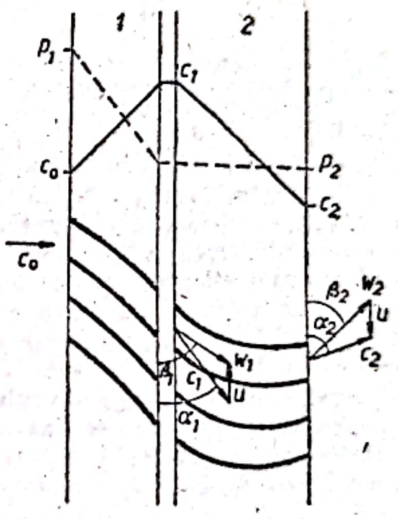


Fig. T.125. Variația vitezei și presiunii aburului într-o treaptă de turbină cu acțiune.

Energia cinetică $\frac{c_1^2}{2}$ se transformă teoretic integral în lucru mecanic, în rotorul turbinei:

$$l_i = \frac{c_1^2}{2} = h_1 - h_2.$$

În funcție de modul de utilizare a diferenței de entalpie, total sau parțial în stator, **t. cu a.** se clasifică în: *turbine cu acțiune* și *turbine cu reacțiune*.

T. cu a. cu acțiune. Sînt turbinele la care diferența de entalpie a aburului la dispoziția turbinei este utilizată total în ajutajele statorului, pentru producerea de energie cinetică. Schema unei trepte (un element de ajutaje și un element de palete mobile) a unei turbine cu acțiune este prezentată în figura T.125. Sînt, de asemenea, reprezentate variațiile presiunii p și vitezei absolute a aburului c. Destinderea aburului are loc în ajutajele *1*, apoi

jetul de abur, avînd viteza absolută c_1, intră în canalele formate de paletele rotorului 2 (paletele avînd viteza periferică u). Viteza relativă de intrare a aburului în palete w_1 rezultă din construcția triunghiului de viteze la intrarea în palete (Fig. T.126) [v. T r i u n g h i d e v i t e z e]. Din triunghiul de viteze se obține viteza absolută de ieșire a aburului din palete c_2. Presiunea aburului la intrarea și ieșirea din rețeaua de palete rotorice este aceeași și egală cu presiunea la ieșire din stator, iar viteza relativă de ieșire este mai mică decît viteza la intrare ($w_2 < w_1$) datorită pierderilor din rețea (Fig. T.126). Datorită schimbării direcției de curgere a aburului (care urmărește profilul paletelor), se dezvoltă, în direcția vitezei periferice, forța activă F_u, a cărei valoare rezultă din ecuația impulsului:

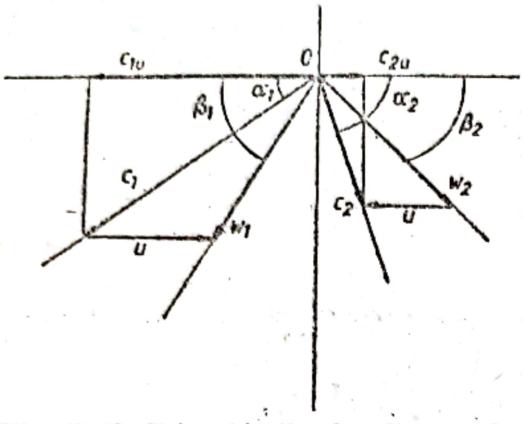


Fig. T.126. Triunghiurile de viteze ale aburului în canalul de palete ale unei turbine cu acțiune.

$$F_u = m(c_{1u} \pm c_{2u}) \quad [\text{N}],$$

unde m este debitul masic de abur [kg/s],; iar c_{1u} și c_{2u} — proiecțiile vitezelor absolute c_1 și c_2 pe direcția vitezei u, ale căror expresii rezultă din triunghiurile de viteze:

$$c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1; \; c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2.$$

Puterea dezvoltată de treaptă este:

$$P = M \cdot w = F_u \cdot rw = F_u \cdot u \; [\text{kW}].$$

Înlocuind expresia F_u, rezultă $P = m \cdot u(c_{1u} \pm c_{2u})$. Semnul (+) corespunde cazului în care vitezele c_{1u} și c_{2u} au sensuri diferite, iar semnul (−) corespunde situației în care aceste viteze au același sens. Profilul paletelor rotorice se execută astfel, încît lățimea canalului format de acestea să fie aproximativ constantă (într-o secțiune cilindrică oarecare prin rețea — Fig. T.125). Secțiunea transversală de trecere a canalelor rotorului trebuie de creaștă de-a lungul traseului de curgere a aburului (conform ecuației de continuitate) pentru a ține seama de scăderea vitezei de curgere a aburului și de creșterea volumului său specific. Ca urmare, înălțimea paletelor se mărește continuu în direcție longitudinală, dinspre muchia de intrare spre cea de ieșire [v. E v a z a r e].

Randamentul periferic al turbinei cu acțiune (respectiv, randamentul unei trepte de acțiune) se exprimă prin relația:

$$\eta_{ou}^{r} = \frac{2u(w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2)}{c_{1t}^2 - \mu c_2^2} =$$

$$= \frac{2\left(\varphi \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_{1t}}\right)\frac{u}{c_{1t}}\left(1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}\right)}{1 - \mu_2 \left(\frac{c_2}{c_{1t}}\right)^2}$$

În această relație c_{1t} este viteza teoretică a aburului la ieșirea din ajutaje, mai mare decît viteza reală c_1, datorită pierderilor din rețeaua de palete statorice. Pierderile se datoresc, în principal, frecării dintre abur și pereții paletelor statorice, desprinderii jetului de abur de pereți și formării de vîrtejuri în straturile marginale (din cauza variațiilor locale de presiune și de viteză ale aburului), precum și undelor de șoc în jetul de abur (la curgerea supersonică). Pierderile în ajutaje sînt evidențiate într-o diagramă h-s, în figura T.127. Aceste pierderi sînt egale cu echivalentul în entalpie al diferenței între energia cinetică a aburului la sfîr-

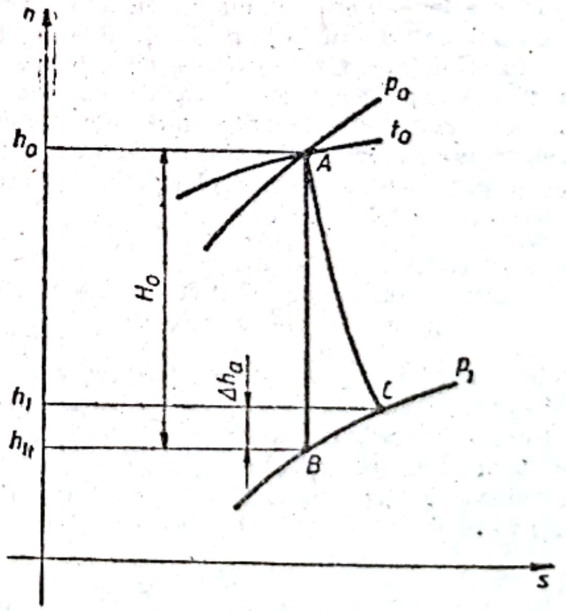


Fig. T.127. Reprezentarea pierderilor în ajutaje, în diagrama h—s:
A — starea inițială a aburului (la intrare în ajutaje); B — starea aburului la sfîrșitul expansiunii adiabatice; C — starea finală (la ieșirea din ajutaje); H_0 — căderea de entalpie adiabatică în ajutaj; Δh_a — pierderile de entalpie în ajutaje.

Scanned with OKEN Scanner

şitul expansiunii teoretice şi energia cinetică reală, exprimîndu-se prin relaţia:

$$\Delta h_a = h_1 - h_{1t} = \frac{1}{2}(c_{1t}^2 - c_1^2) = \frac{1}{2}(1-\varphi^2)c_{1t}^2 = \frac{1}{2}\xi c_{1t}^2 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right],$$

în care $c_1 = \varphi c_{1t}$ ($\varphi = 0{,}93 \cdots 0{,}97$, fiind coeficientul de reducere al vitezei în ajutaje) şi $\xi = 1 - \varphi^2$ ($\xi = 0{,}06 \cdots 0{,}135$ — coeficientul de pierderi în ajutaje). Valoarea coeficientului φ se stabileşte experimental pentru fiecare tip de ajutaj şi depinde de înălţimea ajutajului, de precizia execuţiei profilului, de gradul de prelucrare a suprafeţelor şi de viteza aburului.

Coeficientul μ_2 din relaţia randamentului este coeficientul de utilizare a energiei cinetice la ieşirea din treaptă ($\mu_2 = 0 \cdots 1$).

Coeficientul ψ evidenţiază pierderile care apar în reţeaua de palete ale rotorului (Δh_p), datorită cauzelor specifice paletelor statorului, menţionate mai sus, cărora li se adaugă următoarele: formarea de vîrtejuri la intrarea în reţea (prin interacţiunea dintre jeturile de abur şi aburul staţionar în interstiţiul stator-rotor), şocurile produse de jeturile de abur pe muchiile de intrare ale paletelor şi pe extradosurile acestora [v. Paletă], neuniformitatea cîmpului de viteze al jeturilor de abur la ieşirea din reţeaua statorică, formarea de vîrtejuri în spatele muchiilor de ieşire etc. Datorită acestor pierderi (mai mari în raport cu cele din ajutaje), viteza relativă reală w_2 (la ieşirea din reţeaua de palete rotorice) este mai mică decît viteza teoretică w_{2t}, valoarea pierderilor exprimîndu-se prin relaţia:

$$\Delta h_p = \frac{1}{2}(w_{2t}^2 - w_2^2) = \frac{1}{2}(1-\psi^2)w_{2t}^2 = \frac{1}{2}\xi w_{2t}^2 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right],$$

în care $w_2 = \psi w_{2t}$ ($\psi = 0{,}75 \cdots 0{,}95$ fiind coeficientul de reducere a vitezei relative), iar $\xi = (1-\psi^2)$ este coeficientul de pierderi în palete.

Expresia randamentului periferic în cazul în care energia cinetică la ieşire din treaptă nu este recuperată ($\mu_2 = 0$), devine:

$$\eta_{ou} = 2\varphi^2\left(1 + \psi\frac{\cos\beta_2}{\cos\beta_1}\right)\left(\cos\alpha_1 - \frac{u}{c_1}\right)\frac{u}{c_1} < \eta_{ou}^r$$

În figura T.128 este reprezentată variaţia randamentului periferic $\eta_{ou} = f\left(\frac{u}{c_1}\right)$, pentru o reţea de palete statorice şi rotorice dată. Randamentul periferic maxim se obţine pentru $(u/c_1)_{opt} = \cos\frac{\alpha_1}{2}$, ceea ce corespunde, pentru valorile uzuale ale unghiului de înclinare a ajutajelor $\alpha_1 = 12 \cdots 20°$, valorii $(u/c_1)_{opt} = 0{,}43 \cdots 0{,}47$.

Randamentul intern al treptei (Fig. T.128), ţinînd seama de pierderile prin frecare şi ventilaţie, se exprimă prin relaţia:

$$\eta_{oi} = \eta_{ou} - \xi_{fv},$$

în care $\xi_{fv} = \frac{\Delta h_{fv}}{H_0} = f(u/c_1)$ este coeficientul de pierderi prin frecare şi ventilaţie.

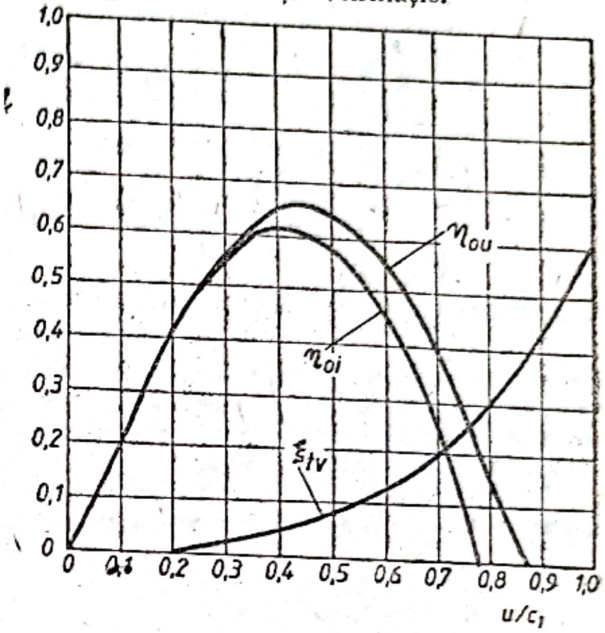


Fig. T.123. Diagrama variaţiei randamentelor turbinei cu acţiune în funcţie de raportul u/c_1.

T. cu a. cu reacţiune. Sînt turbinele în care numai o fracţiune din diferenţa de entalpie a aburului la dispoziţia turbinei, este utilizată în stator pentru producerea de energie cinetică, restul diferenţei de entalpie fiind utilizat în rotor prin expansiunea în continuare a aburului (în canalele rotorice). Canalele formate de paletele rotorice sînt convergente, lăţimea lor micşorîndu-se de-a lungul traseului de curgere a aburului, de la intrare spre ieşire. Schema curgerii aburului într-o treaptă a unei turbine cu reacţiune este dată în figura T.129. Aburul, la ieşire din ajutajele 1, intrînd în coroana de palete 2, are presiunea $p_{1-2} > p_2$ (la ieşirea din palete). În canalele rotorice se produce destinderea aburului şi creşterea vitezei de curgere; ca urmare, viteza relativă de ieşire w_2 a aburului din coroana de palete este mai mare decît viteza w_1, conform relaţiei:

$$w_2 = \psi(2\rho h_0 + w_1^2)^{\frac{1}{2}},$$

în care $\rho h_0 = h_{0-2}$ este căderea de entalpie (adiabatică) din reţeaua de palete rotorice, iar h_0 este căderea de entalpie la dispoziţia turbinei (respectiv a treptei). Valoarea $\rho = h_{0-2}/h_0$ reprezintă gradul de reacţiune cu care funcţionează treapta de turbină, avînd valori cuprinse în limitele 0—0,5. Turbinele care funcţionează

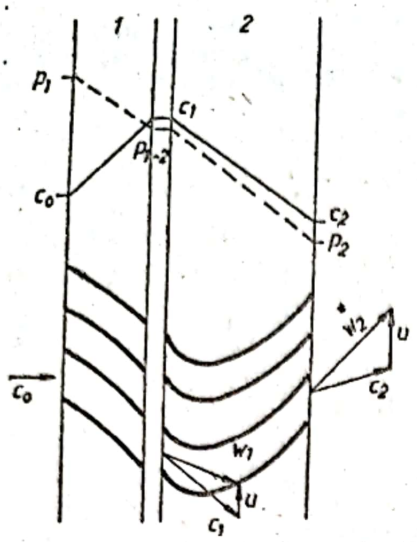


Fig. T.129. Variația vitezei și presiunii aburului într-o treaptă de turbină cu reacțiune.

cu $\rho \leqslant 0{,}15$ sînt considerate turbine cu acțiune deoarece, la grade mici de reacțiune rețelele rotorice și statorice păstrează caracteristicile paletării turbinelor cu acțiune.

Triunghiurile de viteze ale turbinei cu reacțiune sînt prezentate în figura T.130.

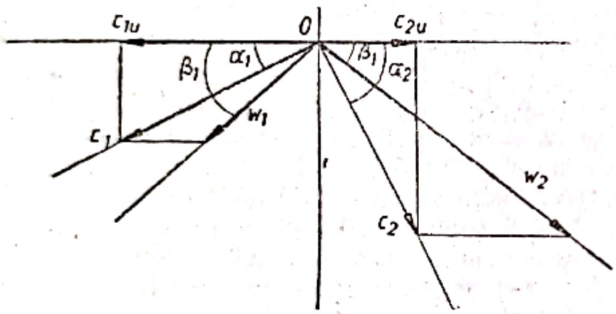


Fig. T.130. Triunghiurile de viteze ale aburului în canalul de palete ale unei turbine cu reacțiune.

Forța la periferia rotorului, care produce cuplul motor, la turbina cu reacțiune, este rezultanta dintre forța activă (produsă de devierea jeturilor de abur de către paletele rotorice) și forța reactivă, produsă de accelerarea relativă a curentului de abur față de paletele rotorului.

Randamentul periferic al treptei turbinei cu reacțiune are expresia:

$$\eta_{ou} = \frac{c_1^2 - w_1^2 + w_2^2 - c_2^2}{\mu_0 c_2^2 + c_{ou}^2 - \mu_2 c_2^2},$$

în care $c_{ad} = 91{,}5\sqrt{h_0}$ este o viteză convențională, care ar corespunde întregii căderi de entalpie adiabatică la dispoziția treptei, iar μ_0 — coeficientul de utilizare a energiei cinetice la intrare în treaptă ($\mu_0 = 0 \cdots 1$).

Randamentul periferic maxim al turbinei cu reacțiune este superior celui al turbinei cu acțiune, datorită vitezei relative mici a aburului la intrarea în rețeaua de palete, devierii mai mici a aburului și profilării aerodinamice a paletelor rotorice cu reacțiune, care micșorează valoarea pierderilor în rețeaua de palete rotorice. Variația randamentului periferic, în funcție de raportul u/c_1, este reprezentată în figura T.131. Randamentul intern al treptei de reacțiune, ținînd seama numai de pierderile în interstițiul stator-rotor (pierderile prin frecare sînt neglijabile), se exprimă prin relația

$$\eta_{oi} = \eta_{ou} - \xi_{sc},$$

în care $\xi_{sc} = f(u/c_1)$ este coeficientul de pierdere: interstițiale (de fluid motor), a cărui valoare crește cu micșorarea înălțimii paletelor, cu creșterea interstițiilor radiale și cu căderile de presiune în stator și rotor (Fig. T.131).

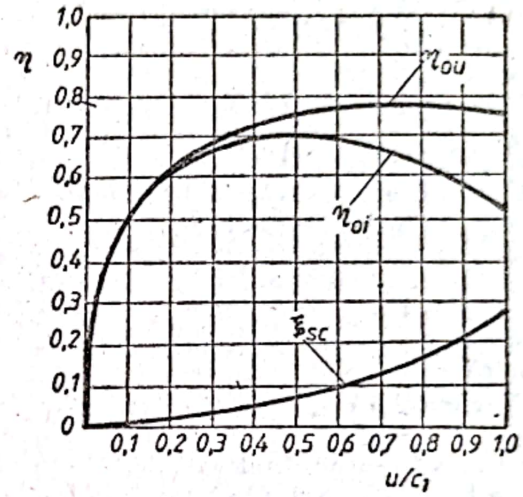


Fig. T.131. Diagrama variației randamentelor turbinei cu reacțiune în funcție de raportul u/c_1.

Turbinele unietajate (Sin.: **Turbine tip Laval**). Sînt turbine cu acțiune (în general cu contrapresiune), în care diferența de entalpie disponibilă este utilizată într-o singură treaptă. Schema unei turbine unietajate și a variațiilor presiunii și vitezei aburului în stator și rotor sînt reprezentate în figura T.132.

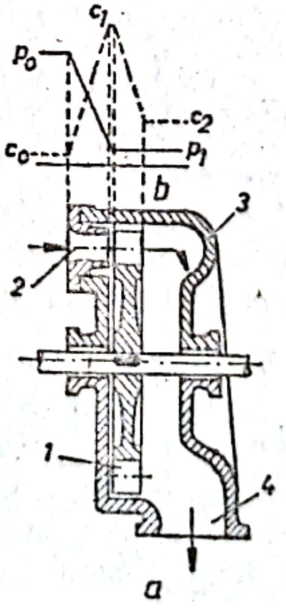


Fig. T.132. Schema parțială a unei turbine unietajate și a evoluției aburului în stator și în rotor:
a — turbină; *b* — diagrama presiunii și vitezei aburului; *1* — rotor; *2* — stator; *3* — carcasă; *4* — tubulatură de evacuare; p_0 — presiunea inițială a aburului; p_1 — presiunea la sfîrșitul expansiunii în stator; c_0 — viteza (absolută) la intrare în stator; c_1 — viteza la intrare în rotor; c_2 — viteza la ieșire din rotor.

Scanned with OKEN Scanner

Turbinele cu trepte de viteză (Sin.: **Turbine cuasietajate; Turbine tip Curtis**). Sînt turbine cu acţiune, în care diferenţa de entalpie disponibilă este utilizată într-o singură coroană de ajutaje ale statorului, pentru producere de energie cinetică, care este transformată în energie mecanică în două (Fig. T.133) sau trei

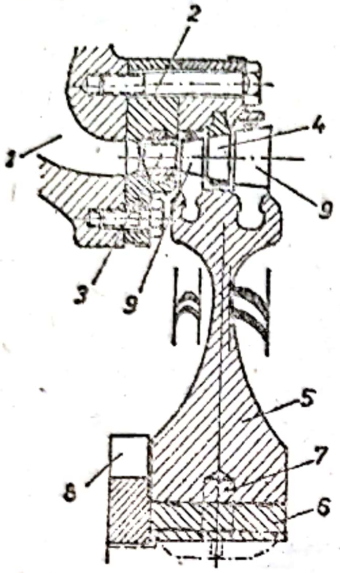


Fig. T.133. Schema parţială a unei turbine cu trepte de viteză: *1* — cameră de admisie; *2* — stator; *3* — ajutaj; *4* — paletă redresoare; *5* — rotor; *6* — bucşă; *7* — cilindru de fixare radial; *8* — piuliţă pentru asigurarea axială a rotorului; *9* — palete rotorice.

coroane de palete rotorice, realizîndu-se astfel momentul motor la arborele turbinei. Fiecare pereche de coroane de palete active redresoare constituie o treaptă de viteză a turbinei. În general, se construiesc turbine cu cel mult trei trepte de viteză, deoarece randamentul acestora scade cu depărtarea lor de ajutaje.

Avantajul acestor turbine constă în gabarit relativ redus, iar dezavantajul principal este randament redus (puţin mai mare decît randamentul turbinelor unietajate), ceea ce determină utilizarea lor ca unităţi de putere mică sau ca primă treaptă la turbinele multietajate (pentru realizarea reglării cantitative).

Turbinele multietajate. Sînt turbine cu acţiune sau cu reacţiune, în care diferenţa de entalpie a aburului se utilizează în mai multe trepte dispuse în serie. Aburul expandează succesiv, starea lui finală la ieşirea dintr-o treaptă oarecare reprezentînd starea iniţială a treptei următoare. Numărul de trepte depinde în general, de căderea de entalpie la dispoziţia turbinei, de valorile iniţiale ale mărimilor de stare ale aburului şi de principiul de funcţionare a turbinei.

Avantajul principal al turbinei multietajate este randamentul superior (la turaţie egală). Vitezele relativ mai mici ale aburului în turbină permit funcţionarea la valori $(u/c_1)_{opt}$, respectiv reducerea înălţimii paletajului şi micşorarea pierderilor de entalpie şi de fluid motor. De asemenea, randamentul intern al turbinei este superior mediei randamentelor interne ale fiecărei trepte, deoarece o parte din pierderile de entalpie dintr-o treaptă oarecare se recuperează în treptele următoare. Acest avantaj compensează costul şi gabaritele mari ale turbinei multietajate, determinînd adoptarea ei în majoritatea domeniilor de utilizare a **t. cu a.**

Turbinele axiale. Sînt turbine în care curentul de abur descrie o curbă situată pe o suprafaţă de revoluţie în jurul axului turbinei. Avantajele turbinelor axiale sînt repartiţia favorabilă a solicitării rotorului, posibilitatea reglării cantitative, posibilitatea de a construi unităţi de putere mare şi uşurinţa de montare. În general, **t. cu a.** sînt turbine axiale.

Turbinele radiale. Sînt turbine în care curentul de abur, centripet sau centrifug, descrie o curbă cuprinsă într-un plan perpendicular pe axa turbinei (Fig. T.134). Un exemplu de

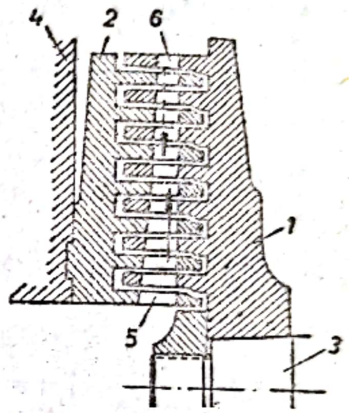


Fig. T.134. Reprezentare schematică a unei turbine radiale: *1* — rotor; *2* — stator; *3* — arbore; *4* — carcasă; *5* — paletă directoare (statorică); *6* — paletă rotorică.

soluţie de turbină radială este turbina tip Ljungström multietajată, în general cu condensaţie, funcţionînd cu un grad de reacţiune egal cu unitatea. La acest tip lipseşte statorul, paletele sînt dispuse în coroane concentrice, alternativ pe două discuri care se rotesc în sensuri contrare (Fig. T.135). Discurile sînt

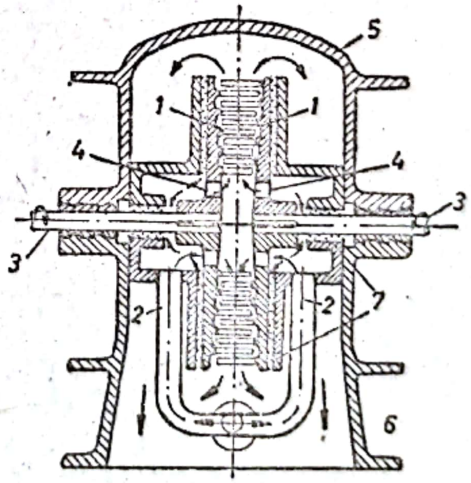


Fig. T.135. Schema turbinei radiale tip Ljungström: *1* — discuri; *2* — conductă de admisie a aburului; *3* — arbori; *4* — fante de admisie; *5* — colector; *6* — tubulatură de evacuare; *7* — dispozitive de etanşare.

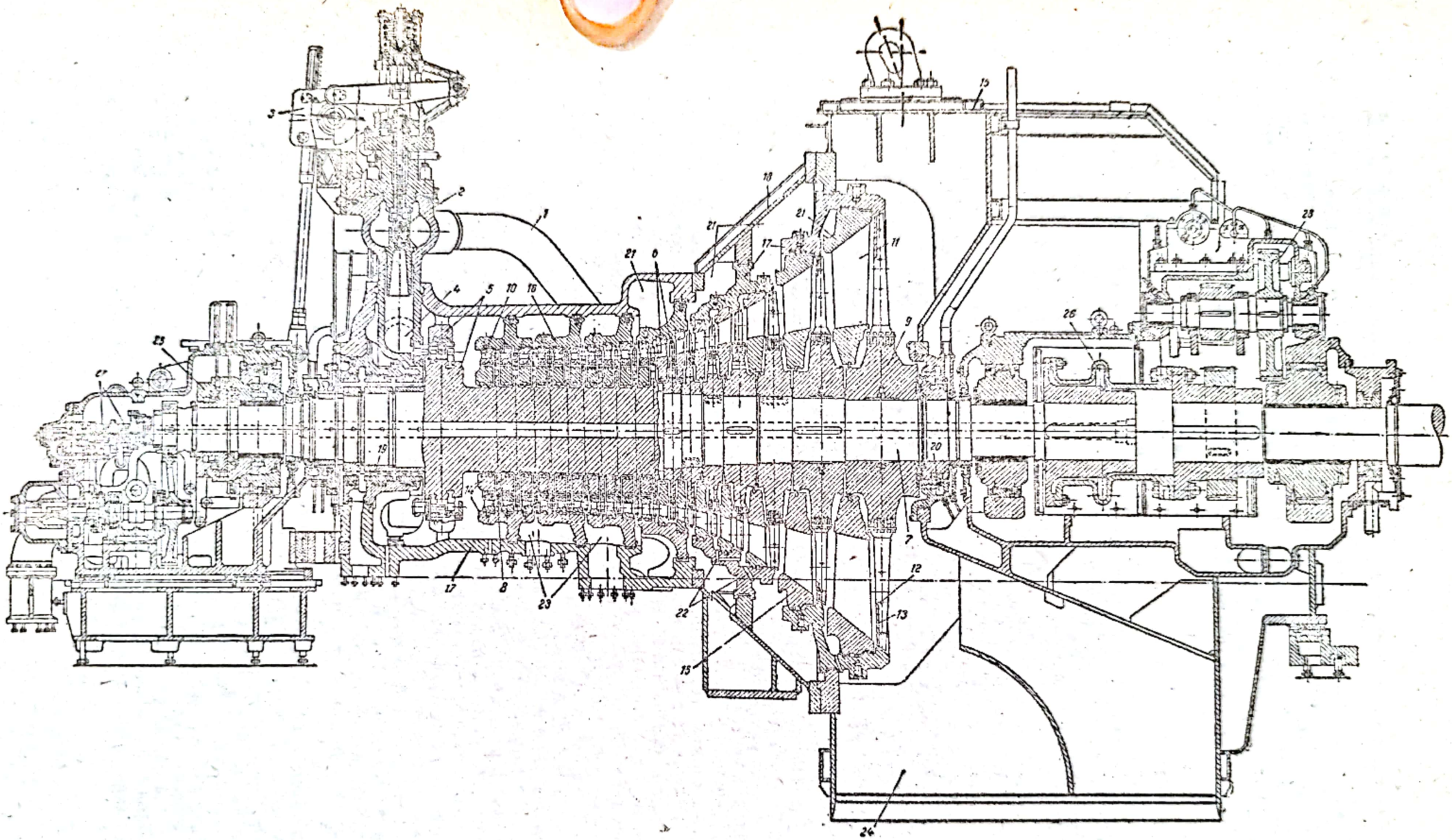


Fig. T.136. Turbină cu condensaţie de putere medie (50 Mw; 3 000 rot/min; p_0=90 bar; t_0=480°C; p=0,0036 bar).

1 — conductă de abur de admisie; *2* — supapă de admisie; *3* — mecanism de reglare; *4* — cameră de admisie; *5* — etaj de reglare cu două trepte de viteză; *6* — etaje de presiune; *7* — arbore; *8* — discuri monobloc cu arbore; *9* — discuri fretate; *10* — ajutaj frezat, fixat prin nituri; *11* — ajutaj martriţat, încastrat la turnare; *12* — paletă rotorică; *13* — plăcuţă de stelit pentru protejarea paletelor de joasă presiune; *14* — diafragmă de înaltă presiune, din oţel forjat; *15* — diafragme de joasă presiune, din fontă; *16* — bucşă intermediară pentru fixarea diafragmelor; *17* — carcasa părţii de înaltă presiune (turnată din oţel aliat); *18* — carcasa părţii de joasă presiune (din tablă de oţel sudată); *19* — dispozitiv de etanşare, de înaltă presiune; *20* — dispozitiv de etanşare, de joasă presiune; *21* — jgheab pentru evacuarea condensatului; *22* — canale pentru evacuarea condensatului; *23* — camerele prizelor nereglate; *24* — tubulatura de evacuare; *25* — palier radial-axial; *26* — cuplaj semielastic; *27* — releu de protecţie contra supraturaţiei; *28* — dispozitiv de rotire a arborelui cînd turbina este scoasă din serviciu.

Scanned with OKEN Scanner

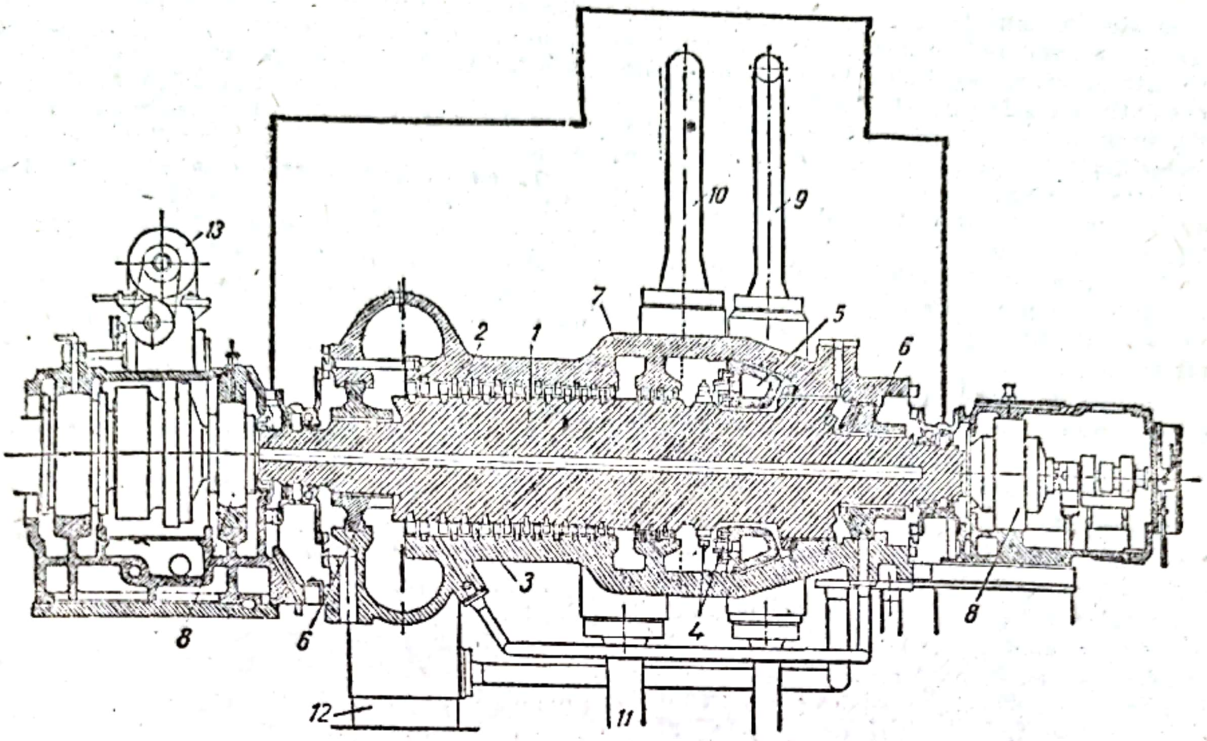


Fig. T.137. Turbină cu contrapresiune cu reacțiune (50 MW; 3 600 rot/min; p_0=89 bar; t_0=496°C; p_{cp} =16,5 bar).

1 — rotor; *2* — palete rotorice; *3* — palete statorice; *4* — etaj cu reglare; *5* — cameră de admisie; *6* — dispozitiv de etanșare; *7* — carcasă; *8* — paliere; *9* — conductă de admisie; *10* — conductă de admisie pentru reglare prin ocolire; *11* — priză nereglabilă; *12* — tubulatură de evacuare; *13* — dispozitiv de rotire a arborelui cînd turbina este scoasă din serviciu.

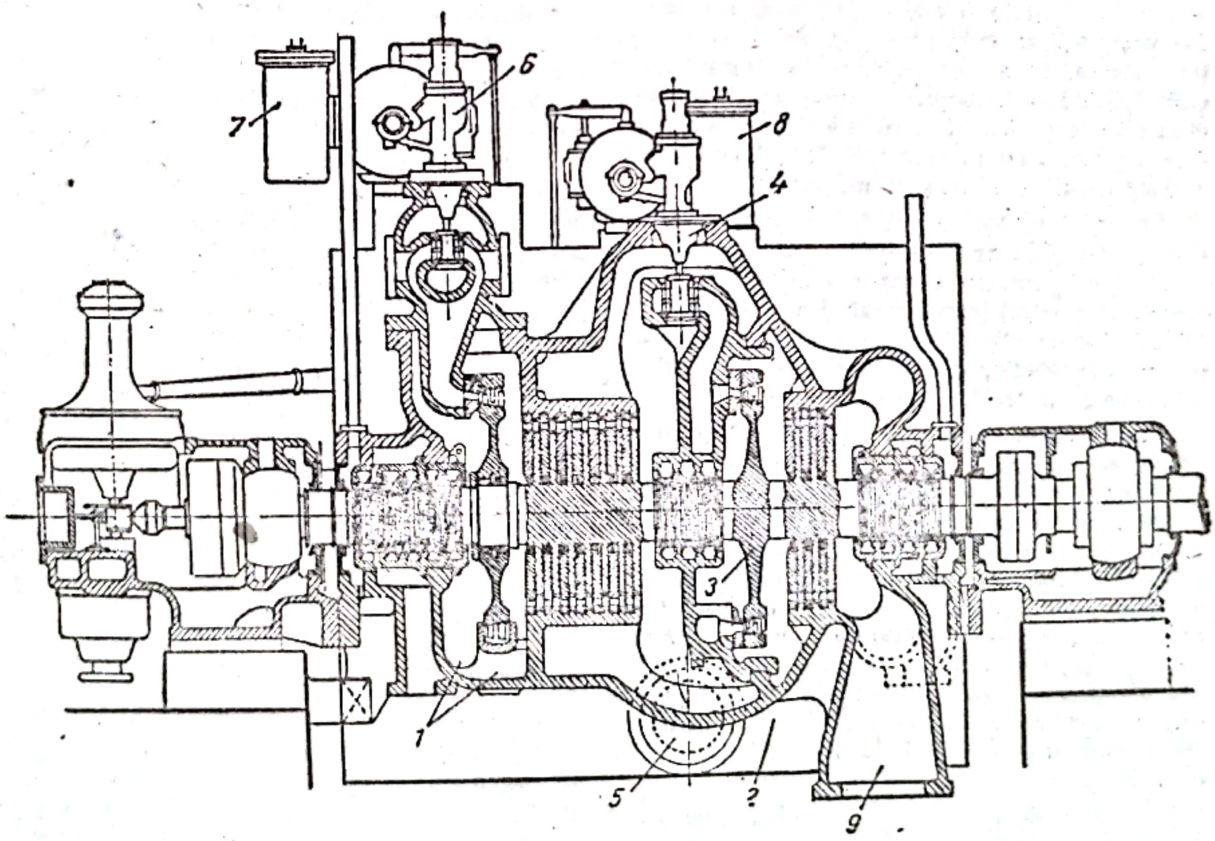


Fig. T.138. Turbină cu contrapresiune cu prelevare reglabilă a aburului (40 MW; 3 000 rot/min; p_0=33 bar; t_0=500°C):

1 — partea de înaltă presiune; *2* — partea de joasă presiune; *3* — trepte de reglare; *4* — supapă de reglare a prizei; *5* — tubulatură de prelevare a aburului; *6* — supapă de admisie; *7* — reglajul contrapresiunii; *8* — regulator de prelevare; *9* — tubulatură de evacuare.

Scanned with OKEN Scanner

montate în consolă pe arbori independenți, fiecare arbore antrenînd cîte un generator electric de putere egală cu jumătate din puterea turbinei. Aburul intră prin conductele *2* și prin orificiile *4* ale discurilor, trece în spațiul inelar dinaintea primei coroane de palete, apoi străbate turbina, de la centru spre periferie, de unde prin colectorul *5* este dirijat spre tubulatura de evacuare.

Turbinele radial-axiale sînt de tipul axial în partea de joasă presiune și de tipul radial în partea de înaltă presiune. Aceste turbine sînt rar utilizate.

În figurile T.136, T.137 și T.138 sînt prezentate schemele unor turbine multietajate axiale, de tipul cu condensație, cu contrapresiune și cu prize de prelevare a aburului.

TURBINĂ CU GAZE. Mașină termică de tip motor, care transformă energia unui gaz sau a unui amestec de gaze aflat la presiuni și temperaturi ridicate în energie mecanică, prin intermediul unor palete în mișcare de rotație. Constructiv și funcțional se aseamănă cu turbina cu vapori (v. Turbină cu abur), deosebindu-se în principal de aceasta prin: temperatură inițială a agentului motor mult mai înaltă (650—900°C, față de maximum 565—600°C la abur), valoare mică a raportului dintre volumele specifice ale agentului motor la evacuarea din turbină și în starea inițială (3···4/1, rareori pînă la 13/1 față de 10···100/1, valori corespunzătoare turbinelor cu abur), energie masică (respectiv cădere de entalpie) mult mai mică a gazelor în raport cu cea a aburului, posibilitate de a obține gaze la temperaturi ridicate fără a fi nevoie de presiuni mari așa cum este la abur, astfel că materialele de construcție ale **t. cu g.** sînt solicitate termic fără a fi solicitate simultan și mecanic.

Ca agent motor se pot folosi: gazele de ardere (obținute într-o cameră de ardere sau în cilindrii unui motor cu ardere internă), aerul, freonul sau heliul (comprimat și încălzit într-un schimbător de căldură), gazele rezultate într-un proces tehnologic, gazele naturale în stațiile de reducere a presiunii ș.a.

T. cu g. sînt prevăzute cu stator și rotor și pot fi de tip axial, radial sau radial-axial, cu acțiune sau cu reacțiune, monoetajate sau multietajate. Ele se construiesc, în general, cu turbină axială multietajată, cu suprapresiune (turbine stabile de mare putere, turbine navale, turbine pentru locomotive) sau ca turbină axială sau radială unietajată, cu suprapresiune (turbine de aviație, turbine de automobil, unele turbine stabile de putere mică) și, rareori, ca turbină axială unietajată cu echipresiune (turbine auxiliare alimentate cu gaze evacuate).

Numărul de etaje ale turbinei multietajate depinde, în principal, de căderea entalpiei disponibilă, turația rotorului la un diametru mediu dat, sau diametrul mediu al rotorului la o turație dată. Creșterea numărului de etaje e limitată de solicitarea termică a paletajului primului etaj. **T. cu g.** axiale au în mod uzual 2—8 etaje.

T. cu g. propriu-zisă este alcătuită din: stator, rotor, carcasă (împreună cu palierele de susținere, canalele de admisie și evacuare a gazelor), sisteme de răcire și de reglare.

Statorul este constituit din una (la turbinele unietajate) sau mai multe coroane inelare de ajutaje (de obicei, convergente). Ajutajele se fixează în șanțuri profilate, practicate fie direct în carcasă, fie într-o diafragmă (inel). Pereții ajutajelor au profile aerodinamice pline sau cu canale de răcire în interior.

Rotorul este compus dintr-o roată fixată pe arbore (sau tambur) care la periferie are una sau mai multe coroane de palete (în funcție de numărul etajelor turbinei). La **t. cu g.** axiale multietajate cu suprapresiune rotorul este format dintr-un tambur (tobă) pe a cărui periferie sînt montate palete. Toba poate fi masivă (monobloc cu arborele) sau poate fi constituită din mai multe discuri, ansamblate prin suduri de-a lungul periferiei. Discurile pot fi pline, de egală rezistență, sau găurite. Paletele de pe rotor pot fi masive (nerăcite) sau goale (răcite), prelucrate prin așchiere, prin forjare sau prin turnare de precizie. Piciorul paletei poate avea diferite forme în funcție de modul de montare (formă de furcă la montarea radială, cilindrică, prismatică zimțată, con de brad la montarea axială, trunchi de piramidă la fixarea prin sudare ș.a.).

Paletele pot fi cu sau fără bandaj, în funcție de solicitările mecanice și de lungimea lor.

Carcasa e construită din tablă sudată, din oțel turnat sau din elemente turnate combinate cu elemente de tablă fasonată, asamblate prin sudare. Ea susține statorul (direct sau printr-o cămașă intermediară) și, uneori, rotorul (prin intermediul palierelor). Tubulatura de admisie și evacuare a gazelor este profilată în cameră.

Răcirea **t. cu g.** este, în general, naturală, cea artificială cu aer fiind folosită de obicei la **t. cu g.** de aviație. Răcirea cu apă se aplică rareori la unele **t. cu g.** stabile.

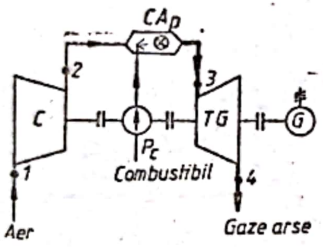
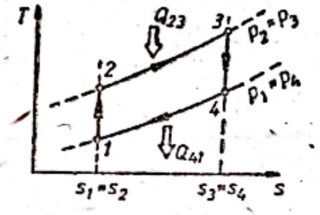
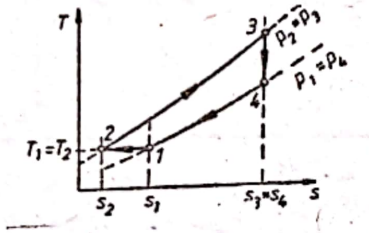
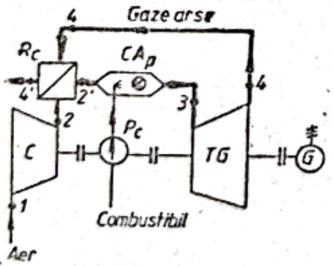
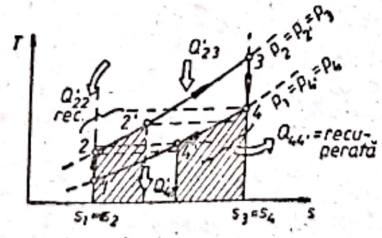
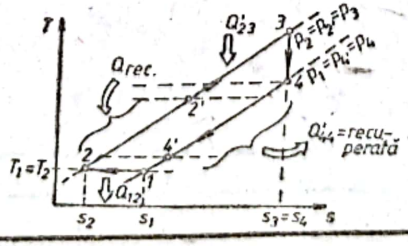
Funcționarea **t. cu g.** e condiționată de puterea necesară la cuplă, care trebuie să fie mai mare decît puterea consumată de compresor (uneori egală cu ea la turboreactoarele din aviație). Puterea produsă de turbina propriu-zisă depinde pentru un anumit raport de compresie de temperatura gazelor la intrarea, respectiv ieșirea din camera de ardere și de randamentul intern (gazodinamic) al turbinei.

T. cu g. pot funcționa în circuit deschis, în circuit închis sau în circuit mixt (Tab. T.22). După modul în care se produce arderea în camera de ardere și după construcția acesteia,

Scanned with OKEN Scanner

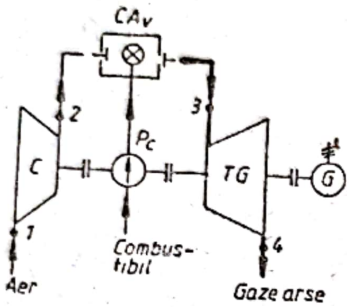
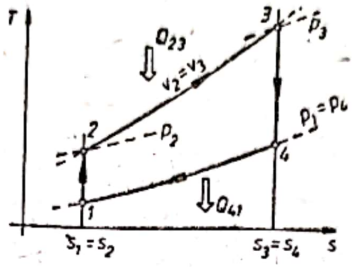
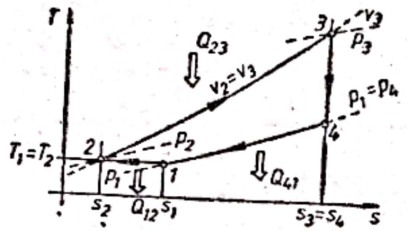
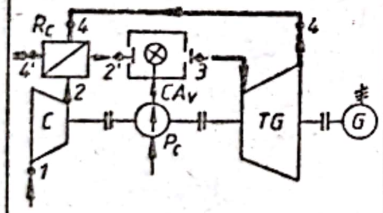
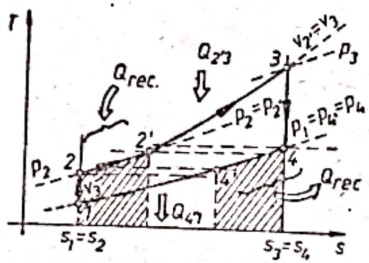
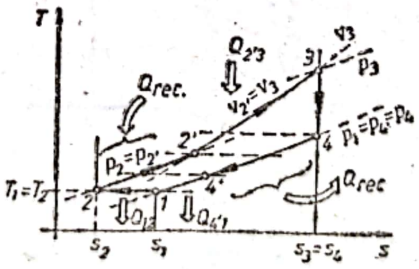
Tabelul T.22

Tipuri de instalații de turbine cu gaze și ciclurile lor termodinamice teoretice de funcționare

Tipul instalației de turbină cu gaze		Schema de principiu	Ciclul teoretic în diagrama T-s	Randamentul și lucrul mecanic al instalației de turbină cu gaze
1		2	3	4
Ardere la p=const. și comprimare adiabatică (ITG p, ad)	Fără recuperarea căldurii	 C — compresor; CA_p — cameră de ardere izobară; TG — turbină cu gaze; P_c — pompă de combustibil; G — generator.		$\eta_{ITG\ p,\ ad}=1-\frac{T_4-T_1}{T_3-T_2}=1-\frac{T_1}{T_2}=1-\frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}$ $L_{ITG\ p,\ ad}=p_1v_1\frac{k-1}{k}\left(\beta^{\frac{k-1}{k}}-1\right)(\lambda-1)$ unde $\beta=p_2/p_1$; $\lambda=v_3/v_2=v_4/v_1$
Ardere la p=const. și comprimare izotermică (ITG p, iz)				$\eta_{ITG\ p,\ iz}=1-\frac{\left(\frac{k-1}{k}\ln\beta-1\right)+\lambda\Big/\beta^{\frac{k-1}{k}}}{\lambda-1}$ $L_{ITG\ p,\ iz}=p_1v_1\left[\frac{k-1}{k}\lambda\left(1-\frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}\right)-\ln\beta\right]$ $\beta=p_2/p_1$; $\lambda=v_3/v_2$
Ardere la p=const. și comprimare adiabatică (ITG p, ad, rec)	Cu recuperarea căldurii	 C; CA_p; TG; P_c — idem; R_c — recuperator de căldură pentru preîncălzirea aerului cu gazele evacuate din TG.		$\eta_{ITG\ p,\ ad,\ rec}=1-\frac{T_{4'}-T_1}{T_3-T_{2'}}\approx 1-\frac{T_2-T_1}{T_3-T_4}=1-\frac{1}{\rho\beta^{\frac{k-1}{k}}}$ $T_{2'}\approx T_4$; $T_2\approx T_{4'}$; $\beta=p_2/p_1$; $\rho=T_{2'}/T_2=T_4/T_{4'}$ ρ — factor de recuperare
Ardere la p=const. și comprimare izotermică (ITG p, iz, rec)				Teoretic $T_{2'}\approx T_4$ $\eta_{ITG\ p,\ iz,\ rec}=1-\frac{\beta^{\frac{k-1}{k}}\ln\beta^{\frac{k-1}{k}}}{\lambda\left(\beta^{\frac{k-1}{k}}-1\right)}$ $\beta=p_2/p_1$; $\lambda=v_3/v_2$

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul T.22 (continuare)

1		2	3	4
Ardere la v=const. și comprimare adiabatică	Fără recuperarea căldurii	 C — compresor; CA_v — cameră de ardere izocoră; TG — turbină cu gaze; P_c — pompă combustibil; G — generator.		$\eta_{ITG\ v,\ ad}=1-\frac{k}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}\cdot\frac{\alpha^{\frac{1}{k}}-1}{\alpha-1}$ $L_{ITG\ v,\ ad}=\frac{p_1v_1}{k-1}\left[\beta^{\frac{k-1}{k}}(\alpha-1)-k\left(\alpha^{\frac{1}{k}}-1\right)\right]$ $\beta=p_2/p_1;\ \alpha=p_3/p_2$
Ardere la v=const. și comprimare izotermică				$\eta_{ITG\ v,\ iz}=1-\frac{(k-1)\ln\beta+k\left(\frac{\alpha^{\frac{1}{k}}}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}-1\right)}{\alpha-1}$ $\beta=p_2/p_1;\ \alpha=p_3/p_2$
Ardere la v=const. și comprimare adiabatică	Cu recuperarea căldurii	 C, CA_v, TG, P_c, G — idem; R_c — recuperator de căldură pentru preîncălzirea aerului de ardere.		$\eta_{ITG\ v,\ ad,\ m}=1-k\frac{\left(\rho\alpha^{\frac{1}{k}}-1\right)-\beta^{\frac{k-1}{k}}(\rho-1)}{\rho\beta^{\frac{k-1}{k}}(\alpha-1)}$ $\beta=p_2/p_1;\ \alpha=p_3/p_{2'}=p_3/p_2;\ \rho=T_{2'}/T_2$ $T_{2'}=T_4\Rightarrow\rho_{max}=T_4/T_2\Rightarrow\eta_{ITG\ v,\ ad,\ m,\ max}$
Ardere la v=const. și comprimare izotermică				$\eta_{ITG\ v,\ iz,\ rec}=1-\frac{(k-1)\ln\beta}{\rho(\alpha-1)}+k\frac{\beta^{\frac{k-1}{k}}-\alpha^{\frac{1}{k}}}{\beta^{\frac{k-1}{k}}(\alpha-1)}$ $\rho=T_{2'}/T_1;\ \alpha=p_3/p_{2'}=p_3/p_2;\ \beta=p_2/p_1$ $T_{2'}=T_4\Rightarrow\rho_{max}=\frac{T_4}{T_{1'}}\Rightarrow\eta_{max}=1-\frac{(k-1)\ln\beta}{\rho_{max}\left(\beta^{\frac{k-1}{k}}-1\right)}$

Scanned with OKEN Scanner

instalațiile de **t. cu g.** pot fi clasificate în: instalații cu ardere la volum constant (cu ardere izocoră), instalații cu ardere la presiune constantă (cu ardere izobară) și ardere în trepte. În prezent, toate instalațiile de **t. cu g.** în circuit deschis sînt în majoritate de tipul cu ardere izobară.

Instalația de t. cu g. în circuit deschis (Fig. T.139, *a*) se compune dintr-un compresor axial sau radial (prevăzut cu răcitor intermediar), o cameră de ardere (cu ardere la presiune constantă, a cărei construcție depinde de combustibilul utilizat și de destinația turbinei), turbina propriu-zisă (în general de tip axial, cu suprapresiune, uni sau multietajată; uneori, la puteri mici se folosesc și turbine radiale unietajate) și un regenerator de căldură care servește la preîncălzirea aerului, înainte de intrarea în camera de ardere, cu ajutorul gazelor arse evacuate din turbină.

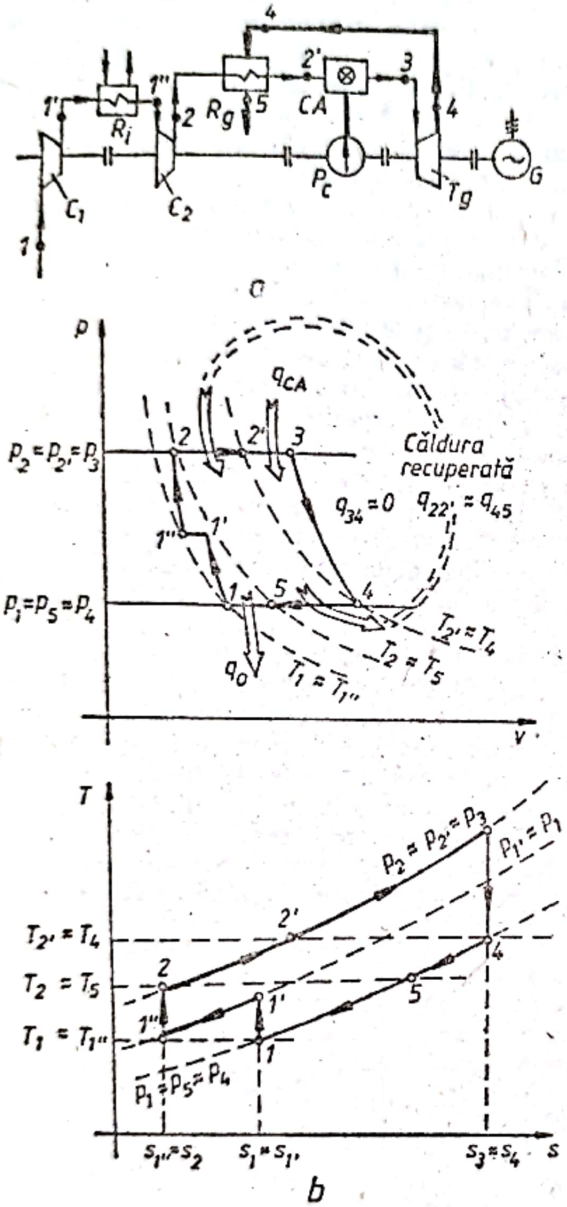


Fig. T.139. Schema unei instalații de turbină cu gaze în circuit deschis (*a*) și ciclul de funcționare (*b*):
C_1, C_2 — compresor polietajat cu răcire intermediară între trepte; R_i — răcitor intermediar; R_g — regenerator de căldură; *CA* — cameră de ardere; P_c — pompă de combustibil; T_g — turbină cu gaze; *G* — generator electric; *1—1'*, *1''—2* — fazele de comprimare (teoretic adiabatice), *1'—1''* — răcire intermediară; *2—2'*, *4—5* — fazele de recuperare a căldurii gazelor arse pentru preîncălzirea aerului; *2'—3* — faza de ardere în camera de ardere; *3—4* — destinderea (teoretic adiabatică) gazelor arse în turbină.

Fazele ciclului teoretic de funcționare sînt reprezentate în coordonate *p-v* și *T-s* în figura T.139, *b*. S-a considerat că, în mod teoretic răcirea între treptele de comprimare reduce temperatura aerului refulat din treapta I la nivelul temperaturii ambiante, iar recuperarea căldurii asigură preîncălzirea aerului introdus în camera de ardere la o temperatură egală cu cea a gazelor evacuate din turbină.

Randamentul termic al ciclului depinde de temperatura gazelor la intrarea în turbină, de raportul de compresie și de randamentele gazodinamice ale turbinei și compresorului. La mărirea randamentului termic contribuie, de asemenea, efectul de regenerare a căldurii din gazele de ardere evacuate din turbină pentru preîncălzirea aerului comburant, refulat de compresor înainte de introducerea lui în camera de ardere. Expresiile randamentului teoretic al ciclului fără recuperare și cu recuperare sînt:

$$\eta_{tITG}=1-\frac{T_4-T_1}{T_3-T_2}=1-\frac{1}{\beta^{(k-1)/k}};$$

$$\eta_{tITG_{nc}}=1-\frac{1}{\varphi}\cdot\frac{T_4-\varphi T_1}{T_3-\varphi T_2},$$

unde $\beta=\frac{p_2}{p_1}$; $\varphi=\frac{T_4}{T_3}$.

Mărirea puterii unitare a instalației se poate obține prin ridicarea gradului de compresie (comprimarea în mai multe trepte a aerului cu răcirea intermediară între trepte) și prin destinderea în mai multe trepte sau turbine (de obicei în două) cu reîncălzirea gazelor (într-o cameră intermediară de ardere) între trepte, cu aplicarea regenerării căldurii gazelor arse evacuate din turbină.

Atît instalațiile de **t. cu g.** care lucrează cu ciclu simplu, cît și cele care au un ciclu complex pot avea echipamentele dispuse pe un singur arbore sau pe mai mulți arbori paraleli sau coaxiali, separați.

Instalația de t. cu g. în circuit închis (Fig. T.140) folosește ca agent termic aerul cald sub presiune, încălzit într-un schimbător de căldură de suprafață de la gazele obținute prin arderea într-un focar. În loc de aer se folosește și heliu, a cărui încălzire se realizează prin

Scanned with OKEN Scanner

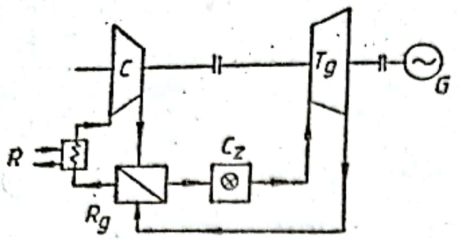


Fig. T.140. Schema unei instalații de turbină cu gaze în circuit închis: T_g — turbină cu gaze; C_g — compresor; R_g — regenerator de căldură; C_z — cazan; R — răcitor; G — generator.

introducerea acestuia într-un circuit de răcire a unui reactor de înaltă temperatură. Agentul termic încălzit (aer sau heliu) se destinde în turbină, trece printr-un recuperator de căldură și un răcitor, este comprimat cu un compresor (axial), antrenat de turbină și, apoi, ajunge din nou în schimbătorul de căldură (sau în reactor).

Datorită circulării permanente a aceluiași fluid, presiunea la intrarea în compresor poate fi supraatmosferică, astfel că se pot realiza, cu același raport de comprimare la compresor, presiuni mai ridicate decît la instalațiile cu t. cu g. cu circuit deschis.

TURBOCOMPRESOR. v. Turbosuflantă; Compresor (cu rotor).

TURBODETENTOR. Mașină termică rotativă, în care gazul se destinde. T. utilizate pentru producerea de lucru mecanic poartă denumire de turbine (v. Turbină cu abur; Turbină cu gaze). T. ce au ca scop principal răcirea gazului sînt utilizate în tehnica frigului, ca mașini frigorifice, la lichefierea gazelor, producînd și lucru mecanic.

Tipul de t. cel mai utilizat este cel radial. Elementele de bază ale unui asemenea t. (Fig. T.141, *a*) sînt: aparatul director *2*, avînd rol de ajutaj, în care prin destindere, energia potențială a gazului este transformată în energie cinetică și canalele de pe rotorul *3*, care transformă această energie în lucru mecanic. În diagrama din figura T.141, *b* sînt prezentate curbele de variație ale presiunii, vitezei de curgere și entalpiei în timpul curgerii gazului prin mașină. T. este alimentat cu gaz, avînd presiunea p_i și o viteză redusă c_i=10···20 m/s. Gazul este dirijat prin intermediul camerei spirale *1*, către aparatul director *2* care conține ajutajele în care are loc destinderea pînă la presiunea p_1, obținîndu-se viteza c_1, ceea ce determină reducerea entalpiei de la h_i la h_1. În continuare, gazul pătrunde în canalele formate de paletele rotorului *3*. T. pot fi cu acțiune sau cu reacțiune. În cazul t. cu acțiune, destinderea gazului are loc numai în ajutaje și, ca urmare, presiunea și entalpia se mențin constante în canalele rotorului (Fig. T.141, *b*). În cazul t. cu reacțiune, destinderea are loc atît în ajutaje, cît și în canalele rotorului (Fig. T.141, *c*), presiunea și entalpia micșorîndu-se în canalele din rotor pînă la valorile p_2 și h_2. Înainte de a fi evacuat din t., gazul trece prin difuzorul *4*, unde viteza sa scade pînă la valoarea finală c_f=10···20 m/s.

În mod obișnuit, agentul de lucru al unui t. folosit ca mașină frigorifică este aerul și, cîteodată, azotul, iar ca mașină producătoare de lucru mecanic, gazele de ardere sau abur.

Cercetările recente în domeniul t. frigorifice au dus la realizarea unor mașini cu debite foarte mici de gaz, dar cu căderi mari de entalpie, ceea ce a permis funcționarea la turații de

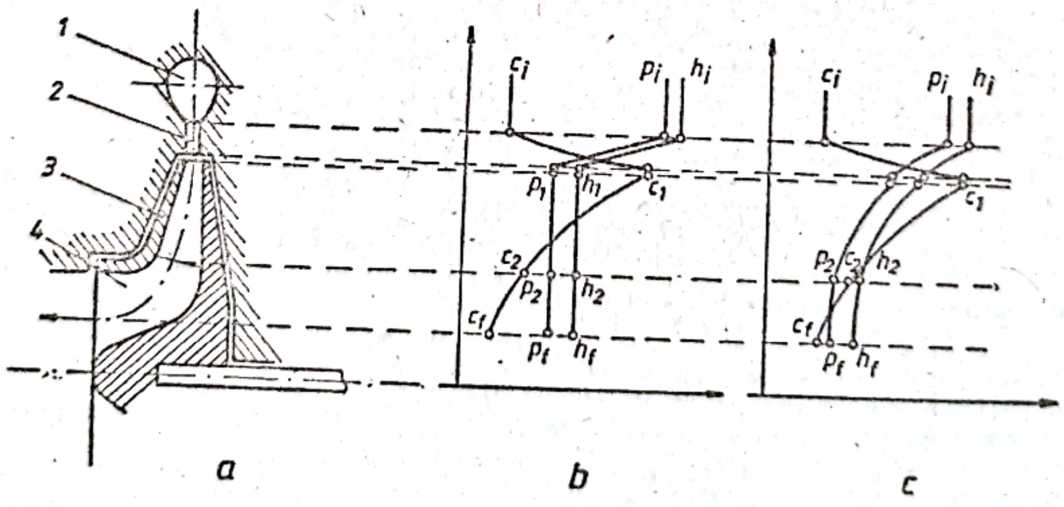


Fig. T.141. Turbodetentor radial.
a — schema de principiu; *b* — variația parametrilor de stare în cazul turbodetentorului activ; *c* — variația parametrilor de stare în cazul turbodetentorului reactiv; *1* — cameră spirală; *2* — aparat director cu rol de ajutaj; *3* — rotor; *4* — difuzor.

Scanned with OKEN Scanner

pînă la 200 000 rot/min (diametre de rotor foarte mici).

TURBOGENERATOR. Mașină electrică generatoare, antrenată prin cuplare directă de o turbină cu abur sau de o turbină cu gaze.

TURBOPROPULSOR. Motor termic din categoria aeroreactoarelor, la care forța de tracțiune se obține atît pe cale reactivă, cît și cu ajutorul unei elice. Constructiv, **t.** este asemănător cu turboreactorul, cu deosebirea că este echipat și cu elice, antrenată de turbina compresorului sau de o turbină separată (Fig. T.142). În ambele cazuri, antrenarea elicei se realizează prin intermediul unui reductor de turație. **T.** cu turbină comună pentru elice și compresor, sînt echipate cu o turbină cu două sau mai multe etaje, din cauza variației mari de temperatură. **T.** cu turbine separate, alimentate din camere de ardere comune, sînt constructiv mai complicate, datorită sistemului de reglare și de comandă. În cazul **t.** cu compresoare axiale dublu etajate, o turbină este destinată antrenării primului etaj de trepte de comprimare și o altă turbină, antrenării etajului al doilea și a elicei; de asemenea, se folosesc compresoare combinate axial-centrifuge, la care compresorul centrifug servește ca ultimă treaptă de comprimare a aerului.

Repartiția energiei disponibile a gazelor de ardere pe cele două fluxuri (tracțiune reactivă și tracțiune cu elice) diferă după destinația **t.** și condițiile de funcționare. În general, cea mai avantajoasă repartiție se obține cînd tracțiunea reactivă se produce numai datorită vitezei gazelor la ieșirea din turbină (cît în efuzor nu se produce expandarea și accelerația gazelor de ardere), iar tracțiunea elicei este de 7—9 ori mai mare decît cea reactivă.

T. este folosit pentru avioane destinate să parcurgă distanțe mari de zbor, cu viteze subsonice. El prezintă avantajele greutăților specifice mici, tracțiunii reactive la viteze mari și tracțiunii cu elice la decolare și la viteze moderate. Dezavantajul **t.** constă în randamentul mic la viteze relativ mici. Pentru avioane de mare tonaj și care parcurg distanțe de zbor mari se utilizează **t.** cu cîte două elice cu sensuri diferite de rotație.

TURBOREACTOR. Motor termic, aeroreactor, echipat cu o instalație de turbină cu gaze (turbină, cameră de ardere și ajutaj de reacție), compresor, ce realizează forța de tracțiune prin reacțiune directă, datorită curgerii fluidului motor (gaze arse) prin ajutajul de reacție.

T. este constituit dintr-un difuzor, compresor de aer, cameră de ardere, turbină cu gaze și ajutaj de reacție (Fig. T.143). El folosește drept carburant oxigenul din aerul atmosferic, iar comprimarea se realizează atît pe cale dinamică (în difuzor), cît și mecanic cu ajutorul unui compresor (axial sau radial); compresorul asi-

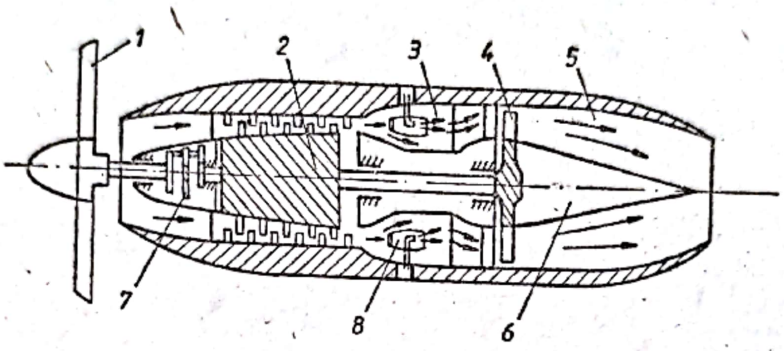


Fig. T.142. Schema de principiu a unui turbopropulsor:
1 — elice; *2* — compresor; *3* — cameră de ardere inelară; *4* — turbină; *5* — efuzor; *6* — carenaj; *7* — reductor de turație; *8* — tub de foc cu injector de combustibil.

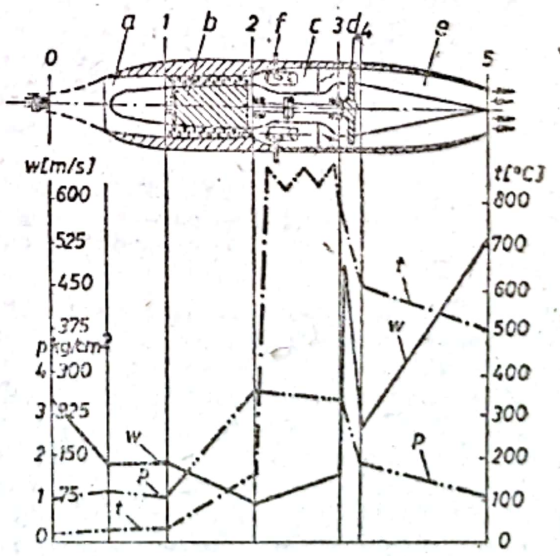


Fig. T.143. Schema unui turboreactor subsonic cu compresor axial și diagramele de variație a temperaturii, presiunii și vitezei fluidului motor:
a — difuzor; *b* — compresor; *c* — cameră de ardere; *d* — turbină; *e* — ajutaj de reacție; *f* — injector de combustibil.

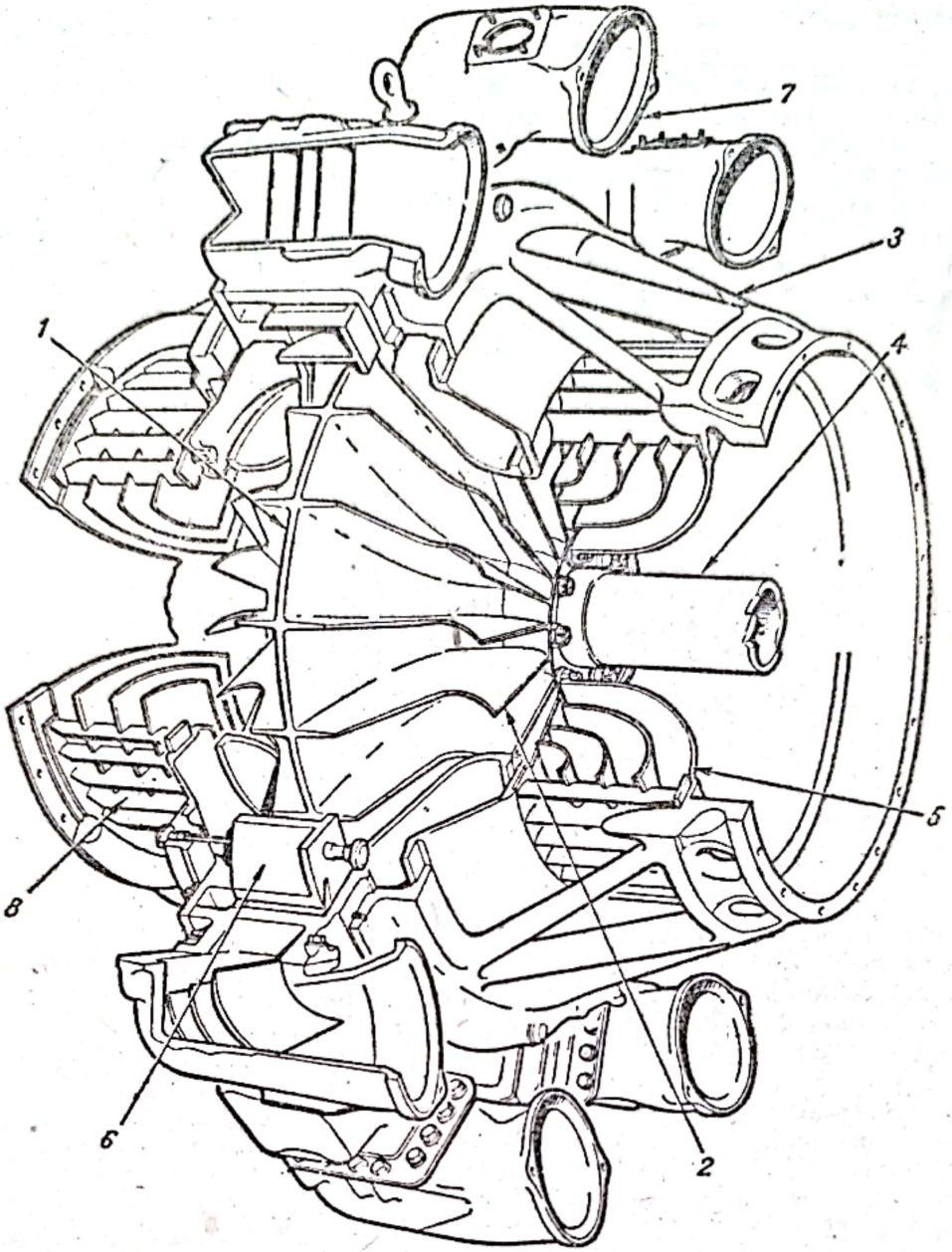


Fig. T.144. Schema compresorului centrifug:
1 — rotor; *2* — palete; *3* — carcasă; *4* — axul rotorului; *5* — canale directoare de admisie; *6, 7, 8* — canale de ieşire.

gură, totodată, pornirea t. cînd nu există o comprimare dinamică a aerului în difuzor (motorul stă pe loc).

Principiul constructiv şi funcţional al t. este următorul: curentul de aer din atmosferă intră în difuzor cu viteză relativă ridicată (viteza de deplasare a avionului), este frînat dinamic, mărindu-şi presiunea şi temperatura, apoi este comprimat în compresor şi pătrunde cu presiune ridicată în camera de ardere, unde se injectează combustibilul. La pornire, aprinderea combustibilului se realizează cu ajutorul unei bujii electrice, iar în timpul funcţionării este asigurată de temperatura ridicată a gazelor de ardere. Din camera de ardere gazele trec în turbină, unde o parte din energia lor se transformă în lucru mecanic pentru antrenarea compresorului; restul energiei gazelor se transformă în energie cinetică în ajutajul de reacţie unde se dezvoltă forţa de tracţiune a turboreactorului. Difuzorul este divergent şi serveşte la frînarea dinamică a curentului de aer, frînare care începe în secţiunea dinaintea intrării în difuzor, unde viteza de curgere a aerului este egală cu viteza de zbor. În difuzor viteza de curgere scade iar presiunea şi temperatura cresc.

Compresoarele folosite la t. sînt turbocompresoare. Tipurile cele mai reprezentative sînt: compresoare centrifugale (la care

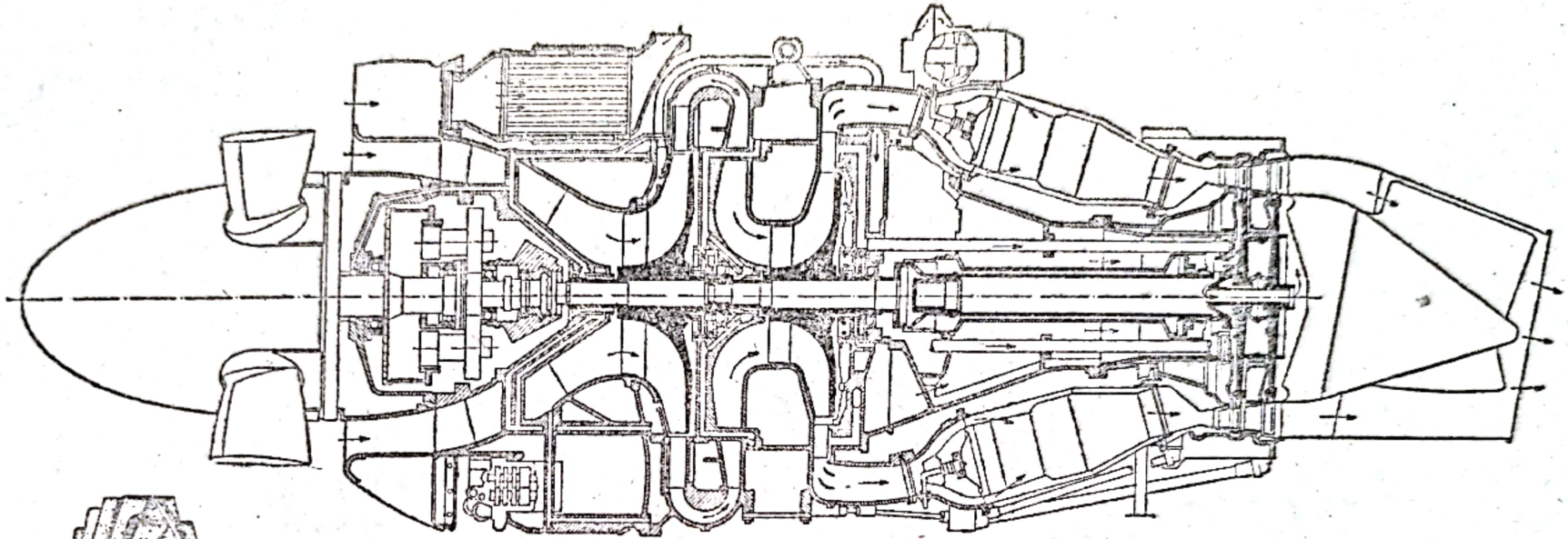


Fig. T.145. Schema compresorului centrifug bietajat.

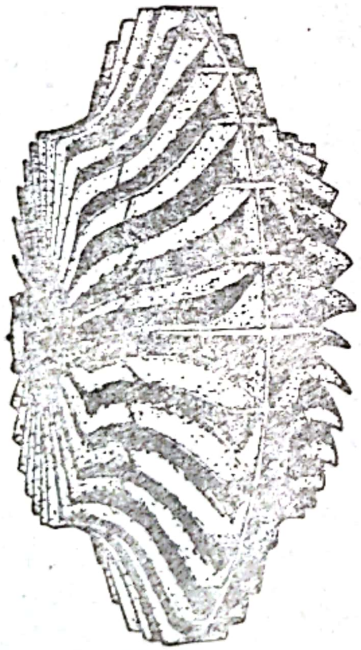


Fig. T.146. Rotorul compresorului centrifug cu dublu flux.

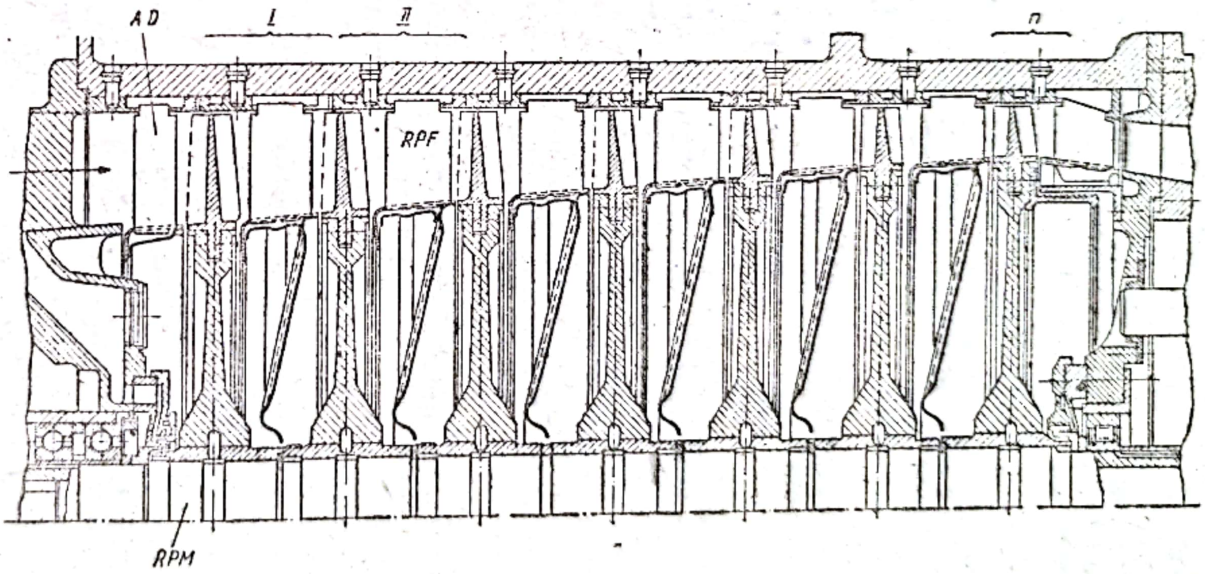


Fig. T.147. Schema de principiu a compresorului axial polietajat.

Scanned with OKEN Scanner

rotorul transmite fluidului o forță centrifugă, direcția de curgere fiind radială; compresoare axiale (la care forța transmisă este o forță portantă curgerea avînd o direcție axială); compresoare cu palete diagonale (la care se utilizează simultan o forță centrifugă și una portantă). Compresorul t trebuie să satisfacă următoarele condiții:

— să debiteze un flux de aer cît mai uniform în camera de ardere și fără pulsații (de joasă și înaltă frecvență);

— să realizeze gradul de comprimare impus la un randament cît mai ridicat;

— sensibilitate minimă la variațiile de regim;

— siguranță în funcționare și simplitate constructivă.

În compresorul centrifug direcția de curgere a aerului în rotor este preponderent radială, însă, de regulă, la intrare este axială și apoi devine radială (Fig. T.144). Semnificativă pentru forța centrifugă în comprimarea aerului este viteza tangențială u la ieșirea din rotor. Astfel pentru $u=360\cdots370$ m/s, se obține un grad de comprimare $\pi_c=2{,}5\cdots3$ cu un randament $\eta_c=0{,}82\cdots0{,}83$, iar la $u=450\cdots480$ m/s, $\pi_c=4{,}4\cdots4{,}6$ și $\eta_c=0{,}76\cdots0{,}78$.

În prezent, sînt experimentate compresoare centrifuge la viteze $u=550\cdots850$ m/s în vederea obținerii unor grade de comprimare mari $\pi_c=7\cdots14$ într-o singură treaptă. Parametrii fluidului (presiune, temperatură) pot fi crescuți prin montarea în serie a două sau a mai multor trepte de comprimare (compresoare polietajate — Fig. T.145), iar debitul de fluid vehiculat poate fi mărit prin montarea acestora în paralel (compresor cu dublu flux — Fig. T.146). Compresoarele centrifugale sînt constructiv mai simple și mai ieftine decît cele axiale dar diametrul lor crește odată cu debitul de aer produs.

Compresoarele axiale au același principiu funcțional ca și cele centrifuge, numai că direcția de curgere a fluidului este axială. Portanța profilului aerodinamic al paletelor axiale fiind mult mai mică decît forța centrifugă, gradul de comprimare al treptei compresorului axial este $\pi=1{,}15-1{,}35$ (pentru treapta subsonică) și 1,9—2,5 (pentru treapta supersonică). Din cauza aceasta se folosesc compresoare axiale polietajate (6—17 trepte montate în serie), la care toate rețelele mobile de palete sînt fixate în rotorul compresorului (Fig. T.147). În numeroase cazuri, aerul, la intrarea în prima treaptă este rotit în sensul de rotire al rotorului prin rețeaua de palete a aparatului director, care nu face parte din treapta compresorului axial. De asemenea, dacă la ieșirea din ultima treaptă viteza aerului are o componentă tangențială, se montează o rețea redresoare pentru reducerea curgerii în direcție axială. Compresoarele axiale în mai multe trepte de comprimare prezintă avantajele (față de cele centrifuge) că au un diametru exterior mai mic, un randament cu 5—7% mai mare, iar pentru aceeași secțiune frontală vehiculează debite de aer de peste trei ori mai mari (compresorul axial poate avea debite de 120—150 kg/s în timp ce cel centrifug cel mult 40—50 kg/s). Au dezavantajul că lungimea este mai mare, au inerție mai mare la pornire și complexitate constructivă mai mare.

Camerele de ardere ale t. sînt camere individuale (la t. cu compresor centrifug) sau camere multiple (inelare) la t. cu compresor axial. În primul caz t. sînt echipate cu 6—16 camere individuale, fiecare cameră permițînd ușor accesul pentru demontare și verificare. Datorită dimensiunilor mici ale unei camere, sistemul se comportă bine din punct de vedere termodinamic în ceea ce privește arderea și uniformitatea cîmpului de temperatură a gazelor la ieșirea din camere. O cameră individuală se compune dintr-o carcasă (*1*), o țeavă de foc (*2*) compartimentată în două camere (una primară *3* și alta secundară *4*), un sistem de turbionare a aerului (*5*) și un stabilizator de flacără (*6*) (Fig. T.148). Combustibilul se injectează în zona centrală coaxial în curentul de aer primar turbionat. Aerul de la compresor se împarte în două fluxuri: unul primar, care pătrunde în prima cameră și este turbionat și amestecat cu combustibilul care arde parțial și altul secundar (cu debit mai mare), care ocolește primul compartiment (asigurînd astfel și răcirea lui) și pătrunde în cel de al doilea compartiment (printr-o serie de găuri laterale), unde participă la arderea combustibilului nears în prima cameră.

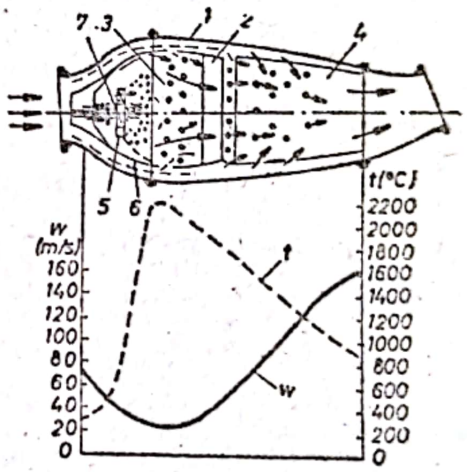


Fig. T.148. Cameră de ardere individuală.

În al doilea caz, camerele inelare se construiesc după același principiu ca și camerele individuale, cu deosebirea că în locul carcaselor individuale există o singură carcasă inelară în jurul arborelui t., în care sînt dispuse mai multe țevi de foc (pînă la 16). Constructiv,

Scanned with OKEN Scanner

sistemul cu camere inelare este mai simplu și mai compact, dar reviziile sînt mai greoaie și cîmpul de temperatură la ieșirea din cameră neuniform.

Arderea combustibilului în camerele de ardere ale t. se realizează cu excese mari de aer ($\alpha=3{,}8\cdots4$), astfel ca temperatura gazelor la intrarea în turbină să nu depășească 900°C. Pentru ca arderea să fie stabilă aerul este frînat pînă la viteze de sub 50 m/s la intrarea în camera de ardere. Împărțirea curentului de aer în două fluxuri face ca în prima cameră arderea să se realizeze rapid și stabil cu excese mici de aer ($\alpha=1{,}2\cdots1{,}5$) și la temperatura de circa 2 000°C, iar în camera secundară prin amestecarea aerului cu gazele fierbinți de ardere să se asigure reducerea temperaturii gazelor la 800···850°C și o uniformizare a cîmpului temperaturii gazelor înaintea intrării în turbină. Presiunea în faza de ardere se poate considera constantă și egală cu cea de la ieșirea din compresor, deși în realitate este puțin mai mică din cauza rezistenței hidraulice și termice a camerei.

Turbinele utilizate la t. sînt turbine cu gaze al căror principiu de funcționare este invers celui al compresorului. Particularitățile evoluției fluidului în treapta de turbină impun însă soluții distincte. De exemplu, sensul gradientului de presiune în lungul curgerii în treapta compresorului axial este pozitiv și lucrul mecanic specific al treptei nu depășește 25—30 kJ/kg, în timp ce la turbină grad $p<0$, ceea ce favorizează un schimb de lucru mecanic de 8—12 ori mai mare ($l_u \geqslant \geqslant 250\cdots300$ kJ/kg). Constructiv, turbinele pot fi după numărul de trepte: monoetajate sau polietajate, iar după direcția de curgere a gazelor: axiale sau radiale (v. **Turbină cu gaze**). Turbinele de tip radial (centripete) se utilizează numai pentru t. cu debite mici.

Lucrul mecanic consumat pentru producerea tracțiunii reactive a t. reprezintă lucrul mecanic efectiv consumat pentru mărirea energiei cinetice a fluxului de gaze și pentru învingerea rezistențelor hidraulice, frecărilor în lagăre, frecării aerului și gazelor pe suprafețele frontale ale rotoarelor compresorului și turbinei și pentru antrenarea diverselor agregate ale t. Raportat la 1 kg aer ce trece prin t., lucrul mecanic efectiv L_e se poate exprima cu relația:

$$L_e=\frac{1+\alpha l_0}{\alpha l_0}\cdot\frac{w_c^2}{2g}-\frac{w^2}{2g},$$

unde: $w^2/2g$ este energia cinetică inițială a aerului la intrarea în difuzor; αl_0 — cantitatea de aer [kg], ce trece prin t., iar $(1+\alpha l_0)$ — cantitatea de gaze obținute prin arderea combustibilului; w_c — componenta axială a vitezei de ieșire din difuzor. Pentru funcționarea la punct fix ($w=0$), $L_{e0}=\dfrac{1+\alpha l_0}{\alpha l_0}\cdot\dfrac{w_e^2}{2g}$

Pentru combustibilii folosiți la t. se adoptă $l_0=14{,}5\cdots15$ kg aer pentru 1 kg combustibil și $\alpha=3{,}5\cdots4{,}5$, deci $(1+\alpha l_0)/\alpha l_0=1{,}015\cdots1{,}02\approx1$.

Randamentul efectiv al t. este egal cu raportul dintre lucrul mecanic efectiv și căldura obținută prin arderea combustibilului, ambele considerate pentru 1 kg aer. El ține seama de pierderile termice (ardere incompletă, pierderi de căldură prin pereți și cu gazele evacuate), hidraulice și mecanice:

$$\eta_e\approx\frac{w_e^2-w^2}{8\,378H_{tr}},$$

unde $H_{tr}=H_i/(\alpha l_0)$ este puterea calorifică inferioară a 1 kg combustibil), raportată la 1 kg aer, în kcal.

Pentru funcționare la punct fix ($w=0$),

$$\eta_{e0}\approx\frac{w_e^4}{8\,378H_{tr}}\approx0{,}12\cdots0{,}28.$$

Forța de tracțiune a t. se poate exprima prin relația:

$$F=\dot{m}_a\left(\frac{1+\alpha l_0}{\alpha l_0}w_e-w\right)+S_e(p_e-p_0)\ \text{[kgf/kg aer]},$$

unde: $\dot{m}_a$ este masa aerului care intră pe secundă în difuzor cu viteza inițială w; S_e — aria secțiunii zonei la ieșirea din ajutajul de reacție; p_e — presiunea gazelor la ieșirea din ajutaj; p_0 — presiunea aerului exterior. Pentru detenta completă în ajutaj, $p_e\approx p_0$ pentru $(1+\alpha l_0)/\alpha l_0\approx\eta$ rezultă $F\approx\dot{m}_a(w_e-w)$. La punct fix, $w=0$ și $F_0\approx\dot{m}_a w_e$.

Forța de tracțiune se poate exprima și în funcție de randamentul efectiv η_e, puterea calorifică inferioară H_{tr} a combustibilului și viteza de zbor w cu relația:

$$F\approx\dot{m}_a(\sqrt{8\,378H_{tr}\eta+w^2}-w)$$

sau pentru $w=0$,

$$F\approx\dot{m}_a\sqrt{8\,378H_{tr}\,\eta_e}\ \text{[kgf/kg aer]}.$$

T. trebuie să fie echipat cu un sistem de reglaj care să asigure tracțiunea maximă posibilă la toate vitezele și înălțimile de zbor, cum și consumul minim de combustibil în regimurile de tracțiune redusă (ex. în zbor de durată). Tracțiunea maximă a t. se obține la turație maximă și la temperatura maximă admisă a gazelor la intrarea în turbină. Temperatura gazelor la intrarea în turbină se poate menține maximă (cînd viteza și înălțimea de zbor

Scanned with OKEN Scanner

variază) printr-un sistem de reglaj al secțiunii de ieșire a ajutajului de reacție sau al admisiei combustibilului.

La unele t., folosite la avioane speciale, tracțiunea poate fi mărită temporar prin intercalarea unei camere de postcombustie (cameră de forsaj) între turbină și ajutajul de reacție pentru a nu mări temperatura gazelor înaintea turbinei.

La viteze de zbor supersonice, pentru reducerea pierderilor de energie datorate apariției undelor de șoc, se folosesc ajutaje cu deflectoare de undă, iar ajutajul de reacție este, de obicei, convergent-divergent.

TURBOSUFLANTĂ (pentru supraalimentarea motoarelor) (Sin: **Turbocompresor**). Agregat de supraalimentare a motoarelor cu ardere internă, format dintr-o turbină de gaze și o suflantă (compresor centrifug), montate pe același ax, care utilizează pentru antrenare energia gazelor de ardere. Turbina, acționată de gazele de ardere evacuate din motor, transmite suflantei (compresorului) lucrul mecanic necesar comprimării aerului care urmează să fie admis în motor. Între t. și motor nu există legătură mecanică, agregatul fiind autoreglabil. La variația turației și sarcinii motorului, se modifică debitul și temperatura gazelor de ardere și, în consecință, regimul de funcționare al t. Singura condiție restrictivă, la orice regim stabil de funcționare a motorului, este o condiție de debit, și anume: debitul de gaze de ardere care curge din motor (inclusiv aerul de baleiaj) trebuie să fie mai mare sau egal cu debitul de gaze care intră în turbină, iar debitul de gaz comprimat de compresor trebuie să fie mai mare sau egal cu suma debitului de aer folosit în ciclul motor și cel de baleiaj.

Autoreglarea t. se face pe baza condițiilor de egalitate a turațiilor și puterilor suflantei și turbinei:

$$n_s = n_t;\ P_s = \eta_{mTS} \cdot P_t,$$

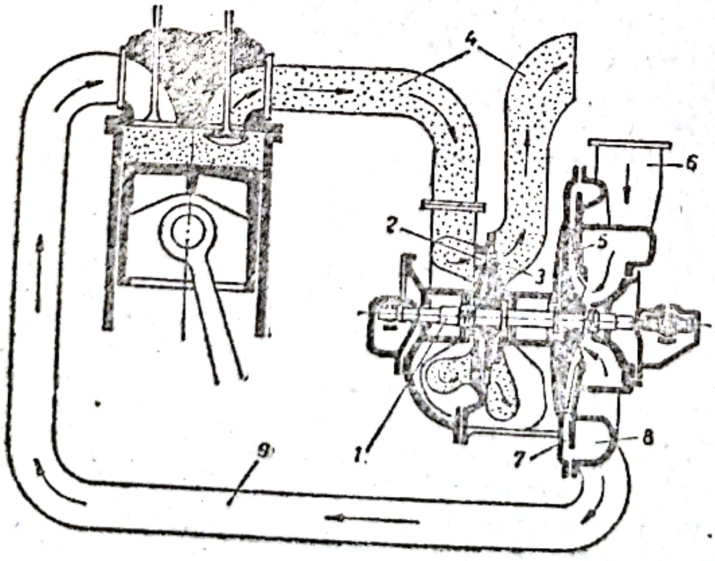


Fig. T.149. Schema supraalimentării prin turbosuflantă:
1 — rotor; 2 — ajutajele turbinei (stator); 3 — paletajul turbinei; 4 — conducte de evacuare; 5 — paletajul suflantei; 6 — racord de admisie; 7 — difuzor; 8 — melc de refulare; 9 — conductă de refulare.

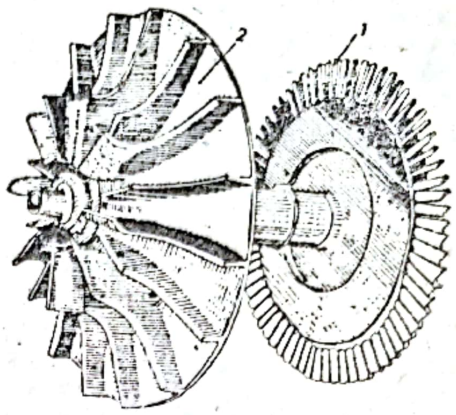


Fig. T.150. Ansamblul rotor al unei turbosuflante:
1 — turbină; 2 — suflantă.

în care: n_s, n_t reprezintă turația suflantei și turbinei; P_s, P_t — puterea suflantei și turbinei; η_{mTS} — randamentul mecanic al t.

Deci, la un anumit regim de lucru, pentru ca t. să funcționeze stabil la o turație n_{TS}, este necesar ca puterea turbinei să fie egală cu puterea compresorului, indiferent de valorile parametrilor de intrare ai aerului în compresor sau ai gazelor de ardere în turbină.

Schema de principiu a supraalimentării unui motor cu t. este prezentată în figura T.149, iar ansamblul unui rotor al unei t. destinate supraalimentării motoarelor de autovehicul este prezentat în figura T.150.

După modul de rezemare a rotorului t. se disting patru tipuri de agregate (Fig. T.151). La primul tip (Fig. T.151, *a*) rotorul este rezemat la extremități; soluția este avantajoasă, deoarece permite montarea simplă și vizitarea lagărelor, protejarea lor de valoarea ridicată a temperaturii gazelor de ardere, simplificarea sistemului de etanșare la capătul rotorului. Se mărește în schimb lungimea t.

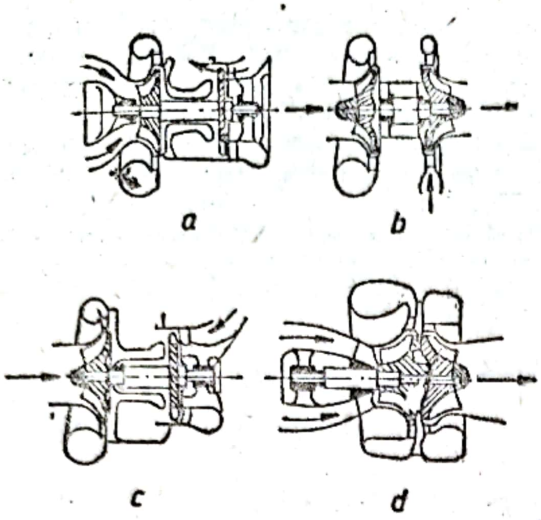


Fig. T.151. Procedee de rezemare a rotorului turbosuflantei.

La al doilea tip (Fig. T.151, *b*), rotorul este în consolă la extremități; soluția are ca avantaj esențial reducerea lungimii, dar are dezavantajul că lagărele nu pot fi vizitate și trebuie protejate contra încălzirii. Tipul al treilea (Fig. T.151, *c*) reprezintă o soluție de compromis, care protejează lagărul turbinei contra încălzirii și asigură pierderi minime la intrarea aerului în compresor. Ultimul tip (Fig. T.151, *d*), cu rotorul în consolă la o singură extremitate, asigură compactitate, rigiditatea axului, dar conduce la încălzirea aerului în suflantă.

Ca lagăre de reazem se folosesc atît lagăre de alunecare, cît și lagăre de rostogolire.

După schema din figura T.151, *b*, în figura T.152 se prezintă construcția unei t. destinată supraalimentării motoarelor navale lente, în doi timpi. Construcția este concepută pentru supraalimentare la presiune constantă. Principiul de supraalimentare la presiune constantă se realizează prin conducte colectoare de mare volum (v. Fig. C.151), amplasate între cilindrii motorului și t. Sistemul permite realizarea unor valori mari ale presiunii de supraalimentare și funcționarea cu randament sporit a t. Totodată, se reduce zgomotul produs de evacuarea gazelor de ardere din motor.

La acest procedeu de supraalimentare, aerul necesar motorului la pornire, la regimurile de sarcini parțiale, precum și la accelerări, este asigurat cu ajutorul unei electrosuflante adiționale. Electrosuflanta este legată de t. prin intermediul unui amortizor de zgomot cu două căi și intră în funcțiune numai atunci cînd t. nu asigură valoarea presiunii de supraalimentare necesară regimului de funcționare a motorului (valoarea prescrisă).

La construcția t. din figura T.152 camera de admisie a turbinei este plasată între suflantă și discul cu paletajul turbinei, ceea ce asigură realizarea unor curenți axiali de gaz, utilizînd secțiuni de curgere mari și pierderi minime. Cu acest mod de amplasare, discurile cu paletajul turbinei și cel al suflantei sînt ușor accesibile pentru control și întreținere.

Lagărele de alunecare ale rotorului t. sînt prevăzute cu plan de separație orizontal, fiind ușor accesibile. Împingerile axiale ale turbinei și suflantei sînt preluate de un lagăr axial. Lagărele au o comportare bună la vibrații.

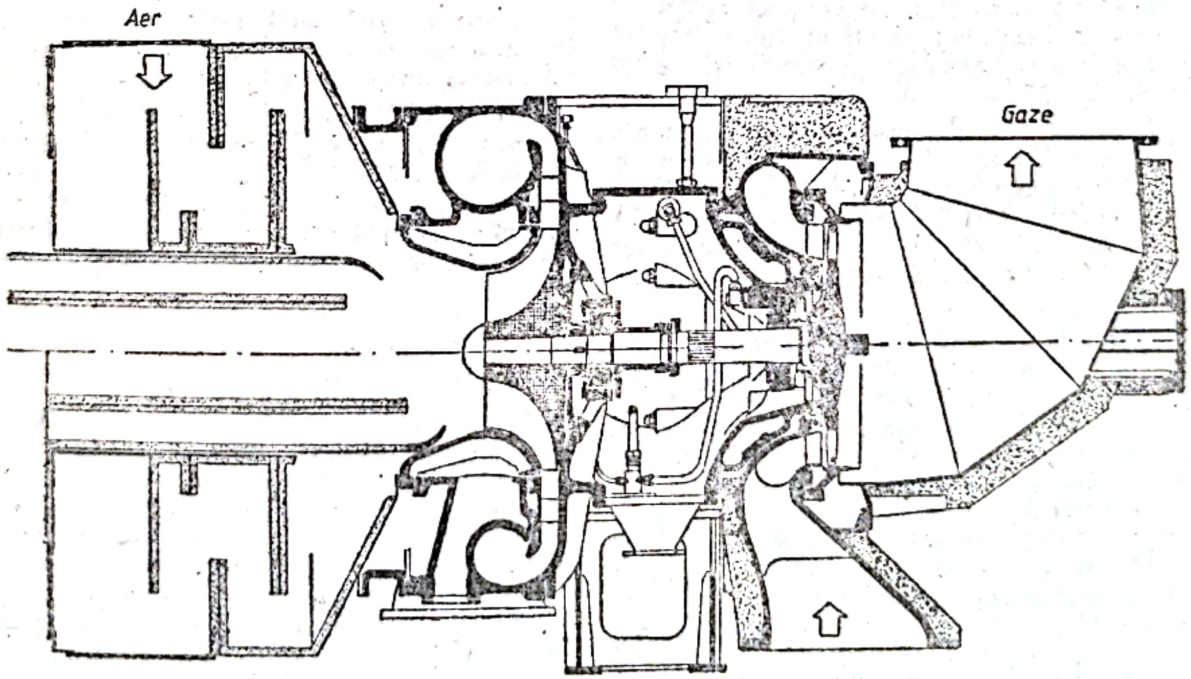


Fig. T.152. Turbosuflanta motorului naval tip KSZ A (fabricație I.C.M. Reșița).

Scanned with OKEN Scanner

Motoarele navale mari se echipează cu una, două, sau trei astfel de t.

TURBULENȚĂ. Sensul general al t. este: agitație, perturbare, disturbare, dar el nu definește în mod corect tehnic mișcarea turbulentă a unui fluid. Asocierea t. cu mișcarea fluidelor a fost făcută în urmă cu un secol (1883) de către Osborne Reynolds, unul din pionerii studiului curgerilor turbulente, care a denumit această mișcare ca „mișcare sinuoasă".

G. I. Taylor și Th. von Karman au formulat în 1937 următoarea definiție: „T. este o mișcare neregulată, care apare în fluide (gazoase sau lichide) cînd curge peste suprafețe solide, sau chiar cînd curenți (straturi) alăturați ai aceluiași fluid curg unul peste altul." Prezența neregularității este, deci, indispensabilă pentru definirea t. Existența ei face ca mișcarea să nu poată fi descrisă analitic printr-o funcție de timp și spațiu, dar poate fi descrisă pe baza legilor probabilităților. Analiza curgerilor turbulente evidențiază posibilitatea operării cu valori medii și cu valori fluctuante pentru diferitele mărimi ale fluidelor (viteză, presiune, temperatură). Nu este, însă, suficientă prezența unei neregularități și a mișcării. Neregularitatea trebuie să se manifeste atît în timp, cît și în spațiu, pentru ca mișcarea să fie turbulentă. O definiție mai exactă ar fi: „Mișcarea turbulentă a unui fluid este acea stare de regularitate a curgerii în care diferiți parametri înregistrează o variație întîmplătoare în timp și spațiu, astfel încît din punct de vedere statistic să putem înregistra anumite valori medii".

T. poate fi generată de forțele de frecare cu pereți ficși (curgeri prin conducte, curgeri peste obstacole ș.a.) sau de curgerea cu viteze diferite a straturilor de fluid între ele. În primul caz, se definește de perete iar în al doilea caz liberă.

În cazul în care proprietățile fluctuante statistic nu manifestă preferință pentru o anumită direcție de curgere t. se consideră omogenă. T. izotropă este caracterizată de invarianța valorilor medii ale componentelor vitezei și a derivatelor lor spațiale în raport cu grupul rotațiilor.

Caracteristica esențială a curgerii turbulente este faptul că fluctuațiile turbulente sînt de natură aleatorie. Ca urmare, metodele de studiu adecvate sînt acelea ale mecanicii statistice. Efectele acestor fluctuații asupra curgerii sînt deosebit de însemnate și ele echivalează cu o modificare importantă a vîscozității (o creștere de ordinul $10^2 \cdots 10^4$). Ipotezele formulate de diferiți cercetători (G. Schlihting ș.a.) consideră că fluctuațiile turbulente ale diferiților parametrii ai mișcării se suprapun peste valorile medii ale acestora. În mișcarea turbulentă masele de fluid care execută fluctuații în direcția curgerii și perpendicular pe ea sînt particule macroscopice (nu molecule) de dimensiuni variabile, dar mici. Mărimea acestor particule (care se aglomerează și se desfac în mod continuu) constituie scara.

Prin utilizarea regulilor de mediere introduse de O. Reynolds, se pot stabili ecuațiile de mișcare pentru curgerea medie turbulentă. Astfel, separînd mișcarea medie de aceea de fluctuație putem defini componentele vitezei instantanee și presiunii în cîmpul curgerii cu relații de tipul:

$$w_x = \overline{w}_x + w'_x; \quad w_y = w_y + w'_y; \quad w_z = w_z + w'_z;$$

$$p = \overline{p} + p^1,$$

unde cu bară s-au indicat mărimile mediate în timp într-un punct fix din spațiu și cu indice prin mărimile fluctuante. Medierea în timp s-a considerat pentru un interval suficient de mare pentru ca valorile medii să nu depindă de timp,

$$w_i = \frac{1}{T}\int_{T_0}^{T_0+T} w_i \, dT \qquad (i = x, y, z);$$

deoarece mărimile W_i și p' iau valori diferite în decursul unui interval, media lor în timp fiind nulă ($W'_i = 0$, $p' = 0$), se folosește în locul lor mărimile medii pătratice $\sqrt{\overline{W}'^2_i}$.

Prezența fluctuațiilor W'_i influențează mișcarea medie astfel, încît pentru caracterizarea creșterii vîscozității se introduce noțiunea de vîscozitate aparentă, noțiune centrală în considerațiile teoretice asupra mișcării turbulente.

Prin analogie cu legea de frecare a lui Newton, în 1877 Boussinesq a dat o relație pentru mișcarea turbulentă în care figurează alături de vîscozitatea cinematică și vîscozitatea cinematică aparentă E_i (vîscozitate turbulentă);

$$\tau = \rho(\nu + \varepsilon_i)\frac{\partial w}{\partial y} \quad \text{unde} \quad \varepsilon_i \gg \nu.$$

Ipoteza $E_i = \text{const.}$ nu are o valabilitate generală, dar în multe cazuri rezultatele teoretice concordă cu cele experimentale. Concluziile generate de această ipoteză sînt că: anumite aspecte calitative ale curgerii turbulente pot fi prevăzute cu metode asemănătoare celor aplicate curgerii laminare și că sînt necesare verificări experimentale ori de cîte ori se aplică un model de turbulență.

Mai nou, Townsend a emis ipoteza dublei structuri, imaginînd că mișcările turbulente de

Scanned with OKEN Scanner

scară mare se dezvoltă în jurul micilor scări pentru care se poate aplica ipoteza viscozității constante.

Suprapunerea fluctuațiilor peste mișcarea medie dă naștere la tensiuni adiționale (așa-numitele tensiuni aparente ale lui Reynolds):

$$\tau'_i = -\rho\overline{w'^2_i}; \quad \tau'_{ij} = -\rho\overline{w'_i w'_j};$$

$$\tau'_{jk} = -\rho\overline{w'_j w'_k} \qquad (i, j, k = x, y, z).$$

În apropierea pereților solizi tensiunile turbulente devin nule. Ecuațiile de mișcare în curgerile turbulente (ecuațiile lui Reynolds) devin (în coordonate cartesiene):

— pentru direcția x

$$\rho\left(\frac{\partial\overline{w}_x}{\partial t} + \frac{\partial\overline{w}_x}{\partial x}w_x + \frac{\partial\overline{w}_x}{\partial y}w_y + \frac{\partial\overline{w}_x}{\partial z}w_x\right) =$$

$$= -\frac{\partial\overline{p}}{\partial x} + \mu\left(\frac{\partial^2\overline{w}_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2\overline{w}_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2\overline{w}_x}{\partial z^2}\right) -$$

$$-\rho\left[\frac{\partial\overline{w'^2_x}}{\partial x} + \frac{\partial\overline{(w'_x w'_y)}}{\partial y} + \frac{\partial\overline{w('_x w'_z)}}{\partial z}\right]$$

— și similar pentru direcțiile y și z.

După cum se observă, rezultă, împreună cu ecuația continuității, un sistem de patru ecuații în care apar zece funcții necunoscute (cele trei componente ale vitezei medii, presiunea medie și cele șase tensiuni aparente ale lui Reynolds).

Pentru rezolvare sînt necesare așa-numitele teorii semiempirice ale turbulenței care să simplifice ecuațiile și să permită găsirea unor soluții aproximative pentru diversele cazuri studiate.

Dintre acestea mai importante sînt cele ale lui L. Prandtl, G. I. Taylor, Th. von Karman și H. Reichardt. Astfel teoria lui L. Prandtl, bazată pe ideea conservării impulsului în direcția curgerii principale conduce la relații pentru tensiunea tangențială datorată fluctuației, de forma:

— în prima aproximație

$$\tau' = \rho l^2 \left|\frac{d\overline{w}_x}{dy}\right| \frac{d\overline{w}_x}{dy}$$

— în a doua aproximație

$$\tau' = \rho l^2 \frac{d\overline{w}_x}{dy}\sqrt{\left(\frac{d\overline{w}_x}{dy}\right)^2 + l_1\left(\frac{d^2\overline{w}_x}{dy^2}\right)^2},$$

unde l este lungimea de amestec în direcția transversală a unei particule cu viteză fluctuantă, iar l_1 — o nouă lungime de amestec introdusă pentru a satisface și punctele în care viteza este maximă sau minimă.

Teoria lui G. I. Taylor se bazează pe ipoteza transportului de virtejuri, în care se presupune că rotorul vitezei rămîne constant în procesul de amestec turbulent (valabil în special pentru turbulență liberă) și care conduce la o relație similară celei a lui Prandtl în care lungimea de amestec l se înlocuiește cu $l/\sqrt{2}$.

Th. von Karman a formulat ipoteza că mecanismul este independent de viscozitate, cu excepția vecinătății unui perete solid, și că fluctuațiile turbulente sînt statistic asemenea, diferind numai prin factori de scară de lungime și de timp. Astfel, pentru o curgere unidimensională lungimea de amestec are expresia

$$l = x\left|\left(\frac{d\overline{w}_x}{dy}\right)\Big/\left(\frac{d^2\overline{w}_x}{dy^2}\right)\right|$$

($x \approx 0{,}4$ se determină experimental).

Teoria lui H. Reichardt este o teorie inductivă, care conduce la concluzia că profilele de distribuție a componentei longitudinale a vitezei medii pot fi reprezentate prin funcția lui Gauss sau prin integrala acesteia (funcția de eroare). Astfel, distribuția vitezei în curgere unidimensională turbulentă liberă se poate calcula cu relația

$$\frac{\partial\overline{w}_x^2}{\partial y} = \Lambda(x)\frac{\partial^2\overline{w}_x^2}{\partial y^2},$$

unde Λ este o constantă funcție de lățimea zonei de amestec și de distanța x.

Teoriile elaborate de Prandtl, Taylor și Karman au fost extinse și pentru studiul mișcării turbulente a fluidelor compresibile, însă problema se complică sensibil, deoarece în afară de fluctuațiile vitezei și presiunii trebuie ținut seama și de fluctuațiile densității și ale temperaturii.

Pentru studiul curgerilor fluidelor se folosesc și alte mărimi:

— intensitatea relativă a turbulenței:

$$\varepsilon = \sqrt{\overline{w'^2}}/\overline{w}$$

— coeficienți de corelații între componentele fluctuante ale vitezei în diferite puncte din cîmpul curgerii de tipul

— coeficient de corelație transversal

$$g(y) = \frac{\overline{w_y(\xi)w_y(\xi+y)}}{\overline{w'^2_y}}$$

— coeficient de corelație longitudinal,

$$f(x) = \frac{\overline{w_x(\xi)w_x(\xi+x)}}{\overline{w'^2_x}}$$

Scanned with OKEN Scanner

unde ξ este coordonata unui punct, iar y, x — distanța dintre puncte;

— funcția spectrală $F(\nu)$, care arată distribuția energiei turbulente după frecvența medie a fluctuațiilor (ν), adică

$$w'_x = \int_0^\infty F(\nu)\, d\nu.$$

TURN DE RĂCIRE. Aparat schimbător de căldură de tip răcitor, în care are loc un transfer de căldură între apă și aerul atmosferic. După modul cum se face acest transfer de căldură **t. de r.** pot fi cu contracurent sau cu curent încrucișat. **T. de r.**, care răcesc direct apa printr-un proces combinat evaporativ și convectiv, sînt **t. de r. umede**, iar **t. de r.** pur convective cu suprafață intermediară de schimb de căldură între aer și apă sînt **t. de r.** uscate; primele aparate sînt cele mai utilizate astăzi; **t. de r.** uscate (soluție de răcire cu aer a apei calde din procese tehnologice industriale) încep să fie din ce în ce mai mult folosite în cazurile în care apa de răcire lipsește.

T. de r. umede. Se comportă ca schimbătoare de căldură de amestec, în care transferul de căldură se face prin convecție și prin schimb de substanță (evaporare de apă) între cele două fluide. Schimbul de căldură de la apă la aer are loc, în principal, prin evaporare și, în subsidiar, prin convecție. Convecția intervine în special în sezonul rece, atunci cînd între lichid și aer este o diferență mare de temperatură.

La **t. de r.** ideal sau de dimensiuni infinite limita de răcire a apei este temperatura termometrului umed τ, care reprezintă temperatura măsurată la un termometru cu bulbul învelit în postav umezit cu apă și supus unui curent de aer. Din fizica aerului umed se cunoaște dependența $\tau = f(t_n, \varphi_n)$, unde t_n este temperatura aerului măsurată la termometrul uscat, iar φ_n — umiditatea relativă a aerului. La **t. de r.** cu dimensiuni finite, temperatura apei răcite este:

$$t_2 = \tau + \delta t_t.$$

Mărimea δt_t reprezintă „apropierea față de termometrul umed" și depinde de încărcarea termică și hidraulică a **t. de r.**, debitul de aer ce trece prin el și intensitatea schimbului de căldură și de substanță din **t. de r.**

Circulația aerului prin **t. de r.** se poate face fie datorită tirajului natural creat de un coș înalt și **t. de r.**, fie de un ventilator în care caz se numește **t. de r.** cu tiraj forțat. La rîndul lor **t. de r.** cu tiraj forțat pot fi fie cu aspirarea aerului umed la ieșirea lui din **t. de r.**, fie prin refularea aerului la baza **t. de r.**

Procesul aerului umed într-un **t. de r.** umed (Fig. T.153) este următorul: la intrarea în **t. de r.** aerul din mediul ambiant, nesaturat,

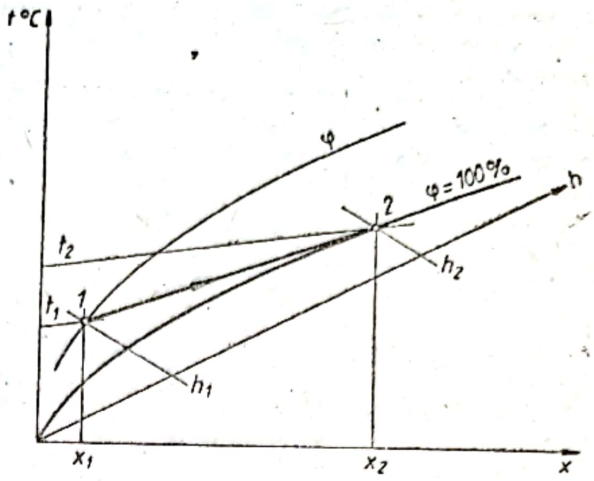


Fig. T.153. Reprezentarea procesului din turnul umed de răcire în diagrama t—x pentru aer umed.

are temperatura t_1, umiditatea relativă $\varphi_1 < 100\%$ și umiditatea absolută x_1 (punctul 1); la trecerea prin pînza de picături de apă caldă, ca urmare a transferului de căldură și masă din **t. de r.**, aerul se încălzește și se saturează cu vapori, avînd la ieșire temperatura $t_2 > t_1$, umiditatea relativă $\varphi_2 = 100\%$ și $x_2 > x_1$ (punctul 2). Ecuația fundamentală a schimbului de căldură în **t. de r.** umed este reprezentată de ecuația bilanțului termic între căldura cedată de apa de răcire și căldura preluată de aer prin convecție și evaporare pentru elementul de suprafață dS:

$$G_L c_L\, dt = \alpha(t_a - t_e)\, dS + \sigma r(x_{sa} - x)\, dS \ \text{[W]},$$

unde G_L este debitul de apă de răcire [kg/s]; α — coeficientul de schimb de căldură prin convecție [W/m²°C]; σ — coeficientul de schimb de substanță prin evaporare [kg/m² · s]; c_L — căldura specifică a apei [J/kg · °C]; x_{sa} — umiditatea absolută a aerului la saturație, la temperatura apei [kg · apă/kg · aer]; x — umiditatea absolută a aerului [kg · apă/kg · aer]; r — căldura latentă de vaporizare a apei [J/kg]; t_a — temperatura aerului în stratul limită de vapori la suprafața apei admisă egală cu temperatura apei [°C]; t_e — temperatura aerului ambiant de răcire [°C].

Debitul de apă G_L, raportat la suprafața bazei **t. de r.** S_B, se definește prin încărcarea specifică a **t. de r.** $q = G_L/S_B$, exprimată în practică în m³/m²h. Debitul de aer G_a, raportat la cel de apă G_L, este debitul specific de aer $\lambda = G_a/G_L$, exprimat în kg/kg.

Încărcarea specifică este definită de condiții tehnico-economice și, în mod obișnuit, pentru **t. de r.** de mare capacitate din centralele termoelectrice are valorile: a) **t. de r.** cu tiraj natural $q = 6 \cdots 10$ m³/m² · h; b) **t. de r.** cu tiraj forțat $q = 10 \cdots 20$ m³/m² · h.

Scanned with OKEN Scanner

Răcirea în t. de r. este cu atît mai intensă, cu cît debitul de aer este mai mare, existînd dependența $t_2=f(\lambda)$. Această corelație se poate urmări pentru un exemplu dat în figura T.154, *b*. Dacă debitul de aer tinde către infinit, temperatura apei răcite t_2 tinde către limita teoretică de răcire $t_2=\tau$. Se definește drept debit specific teoretic de aer λ_{teor}, acea valoare a lui λ pentru care aerul atinge umiditatea de 100% la ieșire din t. de r. La t. de r. cu tiraj forțat, raportul λ este determinat de caracteristica ventilatorului. La t. de r. cu tiraj natural, debitul de aer se stabilește de către tirajul h_A realizat de coșul t. de r. Tirajul h_A va fi cu atît mai mare, cu cît coșul t. de r. de înălțime H va fi mai înalt și cu cît diferența de temperatură între interior și exterior va fi mai mare (Fig. T.154, *b*).

În figura T.154, *a*, funcția $h_R=f(\lambda)$, care este reprezentată prin curbele h_R. Punctul

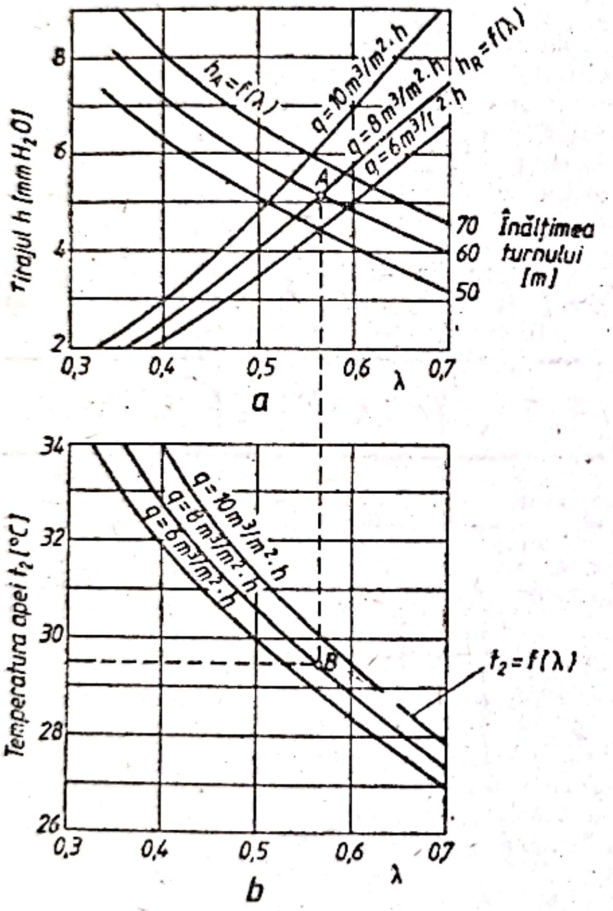


Fig. T.154. Debitul de aer la turnurile de răcire cu tiraj natural:
a — condiția de tiraj (aerodinamică); *b* — condiția de schimb de căldură.

de funcționare al t. de r. se va găsi la intersecția celor două curbe. Datorită înălțimii constructive limitate a t. de r., care în prezent atinge 100—120 m, raportul λ la t. de r. cu tiraj natural este mai redus decît cel de la t. de r. cu tiraj forțat și are, de regulă, o valoare $\lambda < \lambda_{teor}$.

Temperatura apei răcite la ieșirea din t. de r. cu tiraj natural este mai ridicată față de t. de r. cu tiraj forțat și variază în funcție de temperatura aerului exterior. T. de r. cu tiraj natural funcționează în condiții mai bune în domeniul aerului rece și umed, iar cele cu tiraj forțat în domeniul temperaturilor exterioare ridicate, după cum se poate vedea și în figura T.155, unde

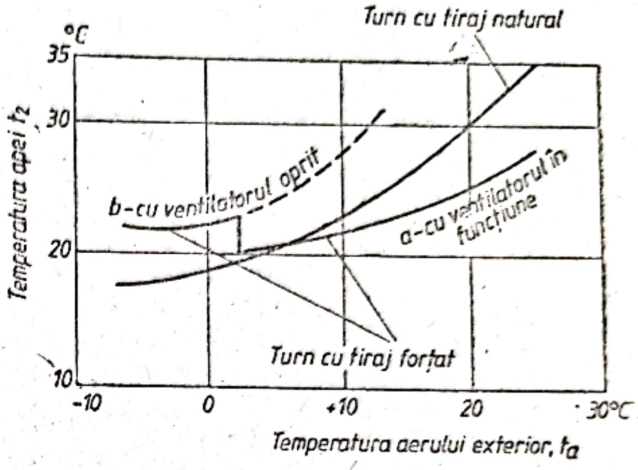


Fig. T.155. Comparația curbelor de răcire ale turnurilor de răcire cu tiraj natural și cu tiraj forțat.

sînt reprezentate comparativ curbele de răcire a două t. de r. La t. de r. cu tiraj forțat, în timpul iernii, ventilatorul poate fi oprit, în care caz, temperatura apei răcite t_2 este mai ridicată și se citește pe ramura *b* a curbei. Oprirea ventilatorului, iarna, răspunde și cerinței de a evita înghețul apei în t. de r., dar și unei condiții economice.

Pentru o anumită construcție de t. de r., temperatura apei răcite t_2 se cunoaște, de obicei, sub forma unei diagrame de răcire dată de furnizor și depinde de temperatura și umiditatea aerului exterior (t_{a1}, φ_1), de încărcarea specifică a t. de r. (q) și de intervalul de răcire a apei (Δt). În figura T.156, este dat un exemplu de diagramă de răcire a unui t. de r. cu tiraj forțat. În partea de jos a diagramei, sînt trasate caracteristicile aerului umed, iar în partea de sus, curbele de răcire. Pentru determinarea temperaturii apei răcite se pornește de la temperatura aerului exterior (*A*), se urcă pe o verticală pînă la intersecția cu curba umidității aerului exterior (*B*), apoi se urmărește pe o orizontală pînă la umiditatea relativă de 100% (*C*); abscisa punctului *C* reprezintă temperatura termometrului umed. În continuare, prin verticala *CD* dusă pînă la intersecția în punctul *D* cu curba care reprezintă încărcarea specifică a t. de r. se obține pe ordonată temperatura apei răcite t_2.

Ecuația de tiraj a t. de r. exprimă egalitatea dintre tirajul natural sau artificial și pierderile

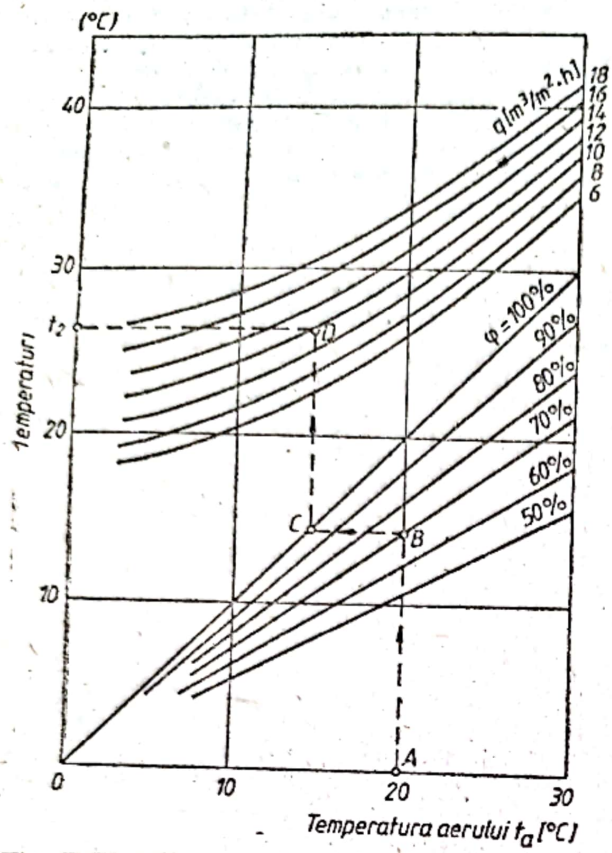


Fig. T.156. Diagrama de răcire a unui turn cu tiraj forțat.

de presiune de pe traseul aerului; pentru **t. de r.** cu tiraj natural ecuația este:

$$Hg(\rho_1-\rho_2)=\zeta w^2(\rho_1+\rho_2)/4 \text{ [Pa]},$$

iar pentru **t. de r.** cu tiraj forțat:

$$\Delta p=\zeta w^2(\rho_1+\rho_2)/4 \text{ [Pa]},$$

unde: H este înălțimea coșului de tiraj al t. de r. [m]; g — accelerația gravitațională [m/s²]; ρ_1, ρ_2 — densitatea aerului la intrarea, respectiv, la ieirea din **t. de r.** [kg/m³]; ζ — coeficientul global al pierderilor de presiune; w — viteza medie a aerului [m/s]; Δp — creșterea de presiune în ventilator [Pa].

În figura T.157 sînt prezentate **t. de r.** cu tiraj natural cu contracurent și cu curent încrucișat. Coșul de tiraj este realizat la construcțiile actuale din beton armat și are o formă de hiperboloid. Apa caldă este adusă fie central, printr-un puț ascensional, fie periferic și este repartizată uniform de un sistem de distribuție. Diferența de nivel între cota piezometrică a apei calde și nivelul apei răcite este de 9—11 m. La **t. de r.** cu contracurent, o dată cu mărirea suprafeței bazei se lungește traseul orizontal al aerului care străbate ploaia și, ca urmare, rezistența h_R crește. Aceasta impune o mărire a înălțimii coșului simultan cu raza bazei. **T. de r.** cu contracurent se realizează pînă la suprafețe ale bazei de 4 000—4 500 m². **T. de r.** construite pînă în prezent la centralele termoelectrice din Romania sînt cu contracurent, cu suprafața bazei de 700, 1 500 și 2 000 m². În tabelul T.23 se prezintă informativ înălțimea

Tabelul T.23

Suprafața bazei S_B, înălțimea coșului de tiraj H și debitul de apă răcită G_a la turnurile de răcire cu tiraj natural

S_B [m²]	H [m]	G_a [m³/h]
800 1 500	50—55	6 000—6 000 10 000—12 000
2 800 4 000	90—120	20 000 25 000—28 000

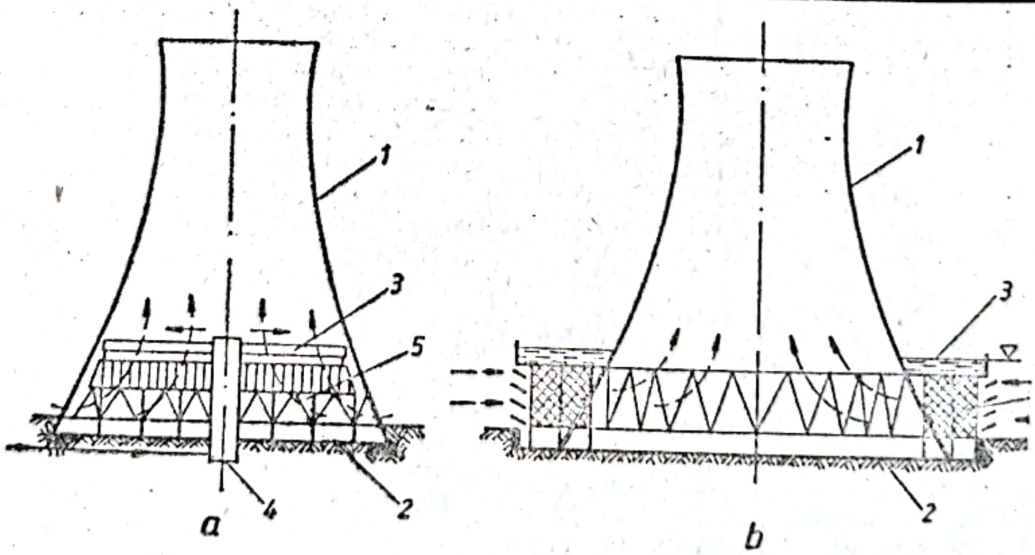


Fig. T.157. Secțiune prin turnuri de răcire cu tiraj natural:
a — cu contracurent; *b* — cu curent încrucișat; *1* — coșul de tiraj; *2* — bazinul de apă răcită; *3* — sistemul de distribuție a apei; *4* — aducerea apei calde; *5* — dispozitivul de răcire.

Scanned with OKEN Scanner

coșului de tiraj și debitul de apă răcită la **t. de r.** cu tiraj natural cu diverse suprafețe ale bazei. Pentru **t. de r.** foarte mari este aplicată soluția în curent transversal, la care, în secțiune, dispozitivul de răcire rămîne neschimbat, independent de raza **t. de r.** Pe acest principiu se pot construi unități cu capacități de răcire de pînă la 28 m^3/s.

T. de r. cu tiraj forțat pot fi cu un singur ventilator central, avînd o formă circulară a dispozitivului de răcire, sau cu mai multe ventilatoare așezate în linie (construcție celulară). Secțiuni prin două tipuri de **t. de r.** sînt prezentate în figura T.158, ambele construcții

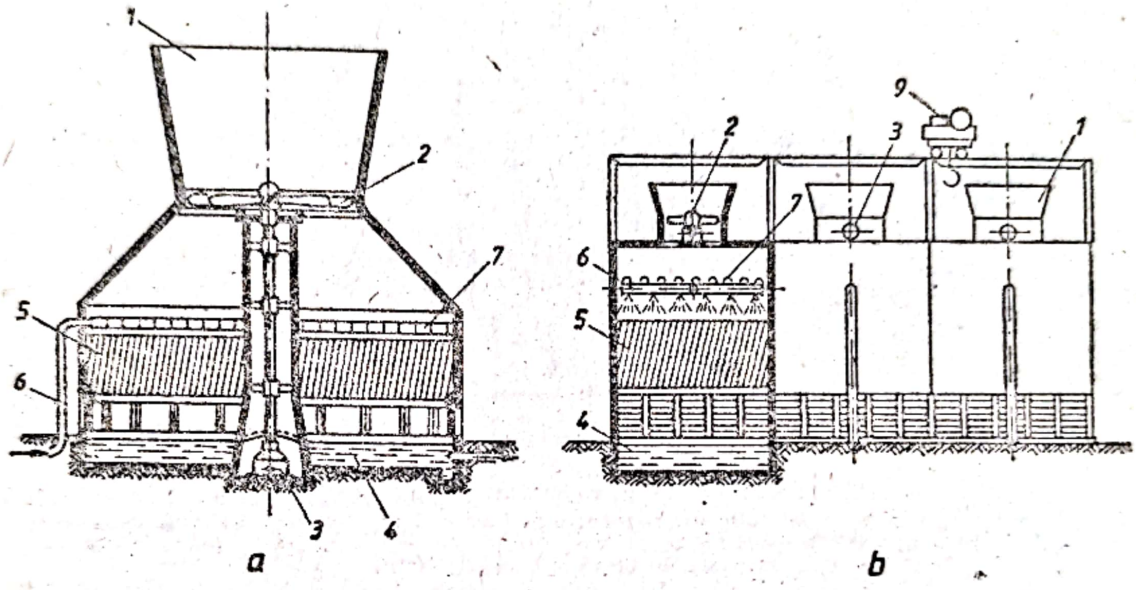


Fig. T.158. Secțiune prin turnuri de răcire cu tiraj forțat:
a — turn monoventilator; *b* — turn celular cu mai multe ventilatoare; *1* — coșul turnului; *2* — ventilator axial; *3* — motorul electric și reductorul de turație; *4* — bazinul de apă răcită; *5* — dispozitivul de răcire; *6* — aducerea și distribuția apei calde; *7* — reținător de picături; *8* — canal de acces la motor; *9* — dispozitiv de demontare a ventilatoarelor.

fiind realizabile în contracurent sau în curent încrucișat. **T. de r.** monoventilator se construiesc pentru debite de apă de răcire de 14 000—20 000 m^3/h; ventilatoarele acestora au diametrul de 10—18 m, turații coborîte și puteri de pînă la 1 000 kW. Ele sînt antrenate de un motor electric alimentat la tensiune ridicată (6 kV), de obicei, plasat central la baza turnului și antrenînd ventilatorul printr-o cuplă hidraulică care permite variația turației și reglarea raportului la valoarea dorită. **T. de r.** celulare răcesc debite de apă de 1 000—1 500 m^3/h pe celulă; ventilatoarele lucrează la turație constantă, antrenate de motoare electrice cu una sau două turații. Diametrul rotoarelor este cuprins în domeniul 5—8 m, iar motoarele au puteri de 30—100 kW, motorul electric fiind plasat deasupra **t. de r.** lîngă ventilator.

Înălțimea **t. de r.** cu tiraj forțat este redusă, din care cauză în exploatare pot apărea următoarele fenomene negative: recircularea aerului (Fig. T.159, *a*), adică reaspirarea aerului umezit și încălzit; inducția (Fig. T.159, *b*), adică preluarea aerului evacuat de un **t. de r.** de către unitatea vecină. Pentru a reduce fenomenul de recirculare, la **t. de r.** cu tiraj forțat se montează deasupra ventilatorului un difuzor sau un coș scurt. Acesta permite iarna funcționarea cu ventilatorul oprit. Inducția, importantă mai ales la **t. de r.** celulare, se limitează prin alegerea distanței dintre **t. de r.** și prin plasarea lor cu axul în lungul direcției vîntului dominant.

Distribuția apei în **t. de r.** se face prin canale deschise sau prin conducte sub presiune. Apa

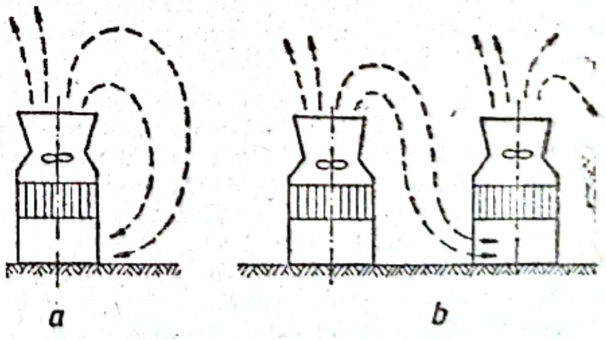


Fig. T.159. Reintrarea aerului umezit în turnurile de răcire cu tiraj forțat:
a — prin recirculare; *b* — prin inducție între două turnuri.

se scurge prin ajutaje și este, apoi, împrăștiată cu ajutorul unor farfurioare sau este pulverizată în sus, după cum se poate urmări în figura T.160. Sistemul de răcire a apei poate fi: a) cu picurare,

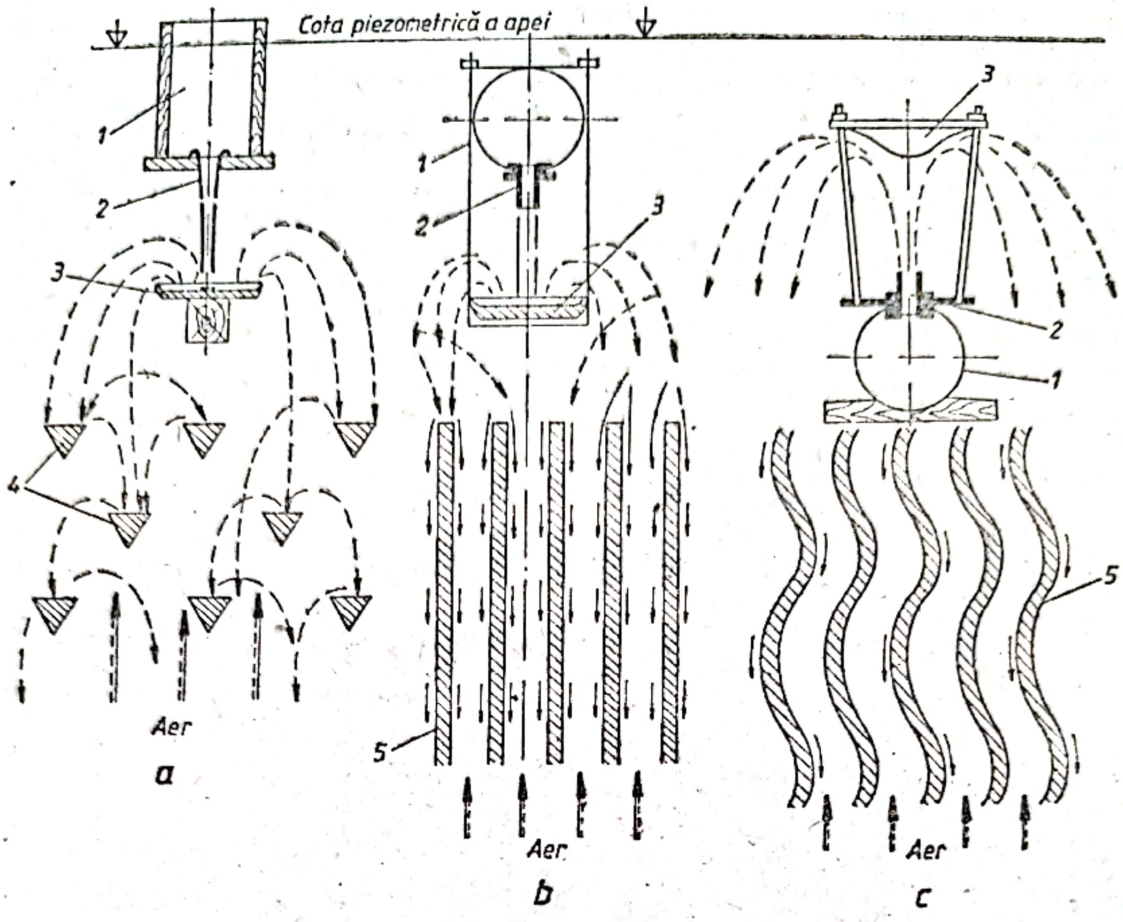


Fig. T.160. Sisteme de răcire în turnuri de răcire:
a — prin picurare; *b*, *c* — prin prelingere; *1* — canalul sau conducta de distribuţie a apei calde; *2* — ajutaj; *3* — farfurie de împrăştiere; *4* — şicane; *5* — plăci plane sau ondulate de lemn sau azbociment.

cînd se formează o ploaie de picături fine a căror cădere este întîrziată cu ajutorul unor şicane (Fig. T.160, *a*); b) cu prelingere, în care picăturile de apă dispersate ajung pe suprafeţe verticale sau oblice, plane sau ondulate, formînd o peliculă subţire (Fig. T.160, *b* şi *c*); suprafaţa peliculei este în contact cu aerul, care are o mişcare ascensională.

Materialul din care s-au executat în trecut dispozitivele de răcire a fost lemnul, deoarece avea ca avantaje costul redus şi prelucrarea uşoară. Viaţa unui dispozitiv de răcire din lemn este limitată în medie la şapte ani. La sistemele cu picurare, lemnul este înlocuit, în prezent, cu şipci din azbociment sau din profile de material plastic, (plan sau ondulat). La intrarea aerului în **t. de r.**, curentul este dirijat de jaluzele, care evită răspîndirea apei spre exterior. În timpul iernii, secţiunea de intrare a aerului se acoperă parţial cu panouri, astfel încît îngheţul să fie evitat, iar la unele **t. de r.**, se realizează în această zonă şi o perdea de apă caldă cu ajutorul unei conducte inelare de apă prevăzută cu ajutaje. În cazul **t. de r.** cu tiraj forţat, pentru evitarea antrenării picăturilor de apă de către curentul de aer cu viteză mare, între dispozitivul de răcire şi ventilator este plasat un grătar reţinător de picături.

Alegerea tipului optim de **t. de r.** este o problemă tehnico-economică, fiind dependentă de climă, durata utilizării anuale a **t. de r.** debitul şi temperatura apei de răcire. Elemente de comparaţie pentru **t. de r.** sînt prezentate în tabelul T.24. **T. de r.** cu tiraj natural sînt recomandate în zone climatice temperate, iar cele cu tiraj forţat se utilizează în zonele cu climă caldă. În tabelul T.25 se dau valorile temperaturii apei de răcire pentru circuitul de răcire deschis (apă de rîu) şi închis (apă de **t. de r.**) pentru condiţiile din ţara noastră.

T. de r. uscate. Reprezintă schimbătoare de căldură de suprafaţă, aerul fiind mediul de răcire. Aceste aparate se folosesc în cazurile în care apa de răcire este deficitară cantitativ şi calitativ (v. Instalaţii de răcire cu aer) **T. de r.** uscate sînt alcătuite din panouri schimbătoare de căldură, formate din ţevi nervurate (prin ţevi curge apa sau un alt fluid tehnologic cald, iar prin exterior, aerul

Scanned with OKEN Scanner

Comparația turnurilor de răcire *Tabelul T.24*

	Felul tirajului	
	Forțat	Natural
Avantaje	— nu are piese în mișcare, funcționare sigură — aerul umed evacuat la înălțime mare	— răcire mai intensă, apropierea δ t= 5 . . . 10°C, deci spor de putere la turbină — comportare bună la sarcini parțiale și intervale de răcire mici (răcire în circuit mixt) — investiție mai redusă
Dezavantaje	— investiție mai mare — suprafața bazei mai mare (teren ocupat mai mare) — temperatura apei de răcire mai ridicată, apropierea t=12 . . . 14°C, deci produce o reducere de putere a turbinei și consum suplimentar de combustibil	— consum suplimentar de putere la ventilatoare — întreținere mai greoaie, necesitînd oprire anuală a părților în mișcare — evacuare de aer umed aproape de sol (ceață)

Tabelul T.25

Temperaturile obișnuite ale apei de răcire în condițiile climatice din România

Felul răcirii	Temperatura apei de răcire [°C]		
	minimă iarna	maximă vara	medie anuală
Circuit deschis	1—5	26—28	10—14
Circuit închis cu:			
— turnuri cu tiraj natural	13—15	29—33	22—24
— turnuri cu tiraj forțat	15—16	25—28	19—20

ambiant), așezate la baza sau în interiorul unui turn, al cărui scop este de a realiza vehicularea aerului necesar răcirii. Acest tip de **t. de r.** se deosebește fundamental, din punct de vedere al principiului de funcționare, de **t. de r.** umed; la **t. de r.** uscate procesul de răcire se realizează exclusiv prin schimb de căldură convectiv, transferul de masă fiind absent. În figura T.161 se arată în diagrama *h-x* procesul fizic dintr-un **t. de r.** uscat, proces de încălzire a aerului la umiditate $x=\text{const}$. După felul în care se realizează tirajul, se pot întîlni **t. de r.** cu tiraj natural, realizate prin existența unui coș de tiraj, și cu tiraj forțat, obținut cu ajutorul ventilatoarelor așezate ca la **t. de r.** umede. Tirajul natural permite obținerea unor viteze ale aerului de circa 2,5 m/s în elementele de răcire.

Înălțimea și diametrul **t. de r.** cu tiraj natural pot atinge valori de circa 160 m. În privința coșului **t. de r.**, la unitățile cu tiraj natural, se pot întîlni forme cilindrice sau tronconice (pentru grupuri mici) și hiperbolice (analog cu situația de la **t. de r.** umede).

T. de r. hibride. Au apărut în scopul diminuării unora dintre dezavantajele specifice **t. de r.** umede (consum mare de apă și apariția de ceață deasupra coșului de tiraj), respectiv ale **t. de r.** uscate (dimensiuni mari ale suprafeței de schimb de căldură). Realizarea constructivă a unui astfel de **t. de r.** se poate face în două variante: fie implantarea unor schim-

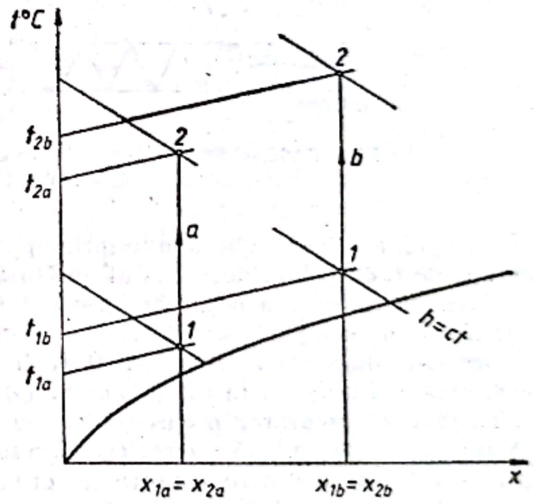


Fig. T.161: Reprezentarea procesului din turnul uscat de răcire:
a — iarna; *b* — vara.

bătoare de căldură uscate în sistemul umed, în scopul reducerii consumului de apă, fie introducerea unei umpluturi umede la sfîrșitul procesului de răcire uscată, pentru a cobori temperatura apei răcite. Rezultă că, indiferent de soluția realizată, apa circulă în serie prin sistemele uscat și umed, iar aerul de răcire poate fi vehiculat tot prin tiraj natural sau forțat, în același mod ca și la celelalte **t. de r.**

Scanned with OKEN Scanner

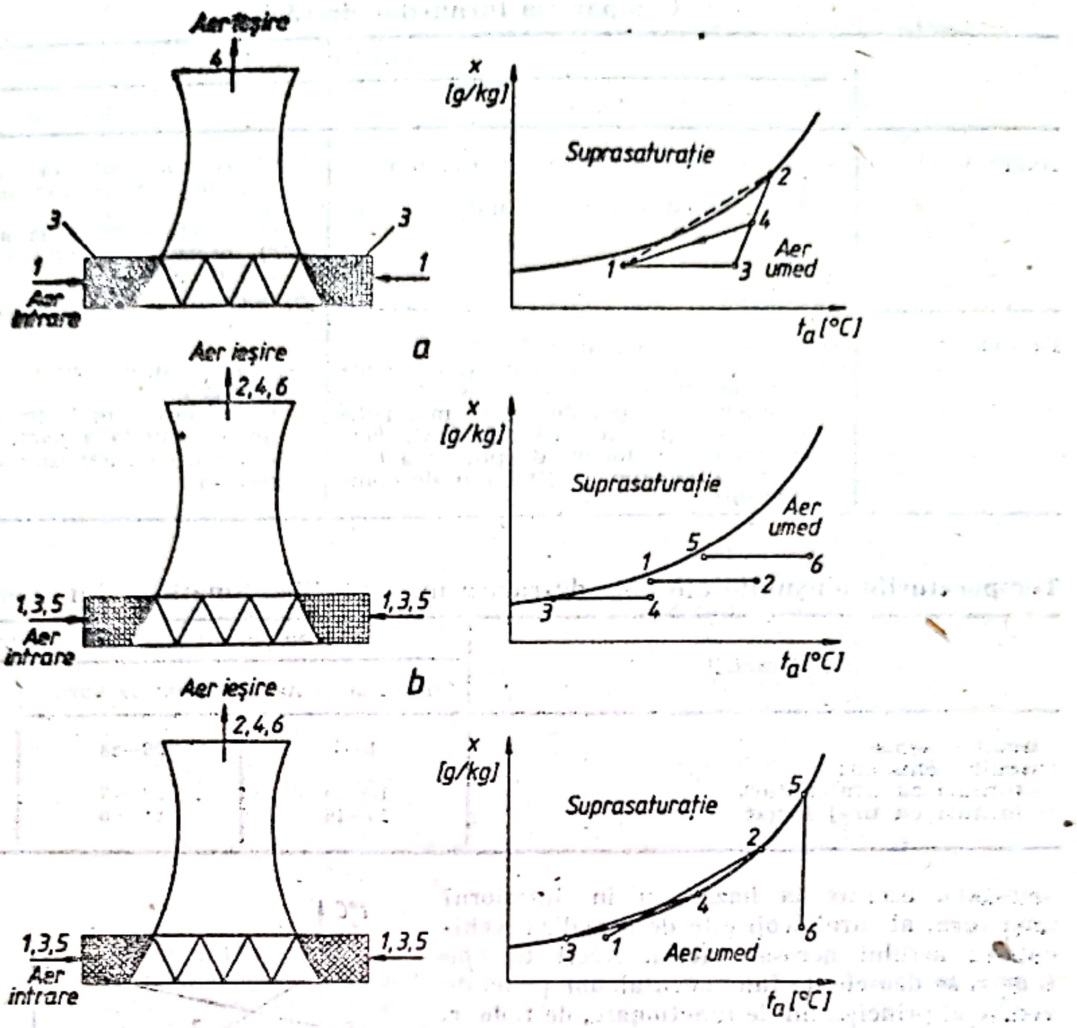


Fig. T.162. Comparaţie principială între turnurile de răcire hibride (*a*), uscate (*b*) şi umede (*c*).

În scopul explicării unuia din principalele avantaje ale **t. de r.** hibride, acela al înlăturării pericolului de formare a ceţii, în figura T.162 se prezintă o comparaţie principială între transformările de stare ale aerului în **t. de r.** umede, uscate şi hibride. În cazul **t. de r.** umed (Fig. T.162, *c*) cu picurare, în curent încrucişat, umplutura (dispozitivul de răcire) este aşezată la periferia **t. de r.** Pentru condiţiile normale de funcţionare (punctul *1*), aerul este evacuat în atmosferă în stare saturată (φ=100%) cu caracteristicile punctului *2* de pe curba de saturaţie din diagrama *h-x* a aerului. După ieşirea din **t. de r.**, aerul trebuie diluat în atmosferă. Procesul teoretic de amestec are loc după dreapta *1—2* din diagramă. În momentul în care linia ajunge deasupra curbei de saturaţie, aerul devine suprasaturat, o parte din aburul pe care îl deţine se condensează sub formă de picături fine, formînd ceaţă deasupra **t. de r.** Din figură se observă că, în condiţiile extreme (iarna şi vara), problema se modifică esenţial: iarna situaţia este defavorabilă (evoluţia 3—4), în timp ce vara există momente cînd, datorită temperaturii ridicate a aerului atmosferic, linia nu depăşeşte curba limită (punctele de pe dreapta *5—6*).

Pentru cazul **t. de r.** uscat (Fig. T.162, *b*), problema este radical opusă. Neexistînd schimb de masă, liniile care desemnează evoluţiile aerului sînt orizontale (x=const.), nedepăşind niciodată curba de saturaţie. Rezultă că, în orice situaţie, apariţia de ceaţă deasupra **t. de r.** este exclusă.

La **t. de r.** hibrid, dimensionat în paralel pe partea de aer şi în serie pe partea apei de răcire, în cadrul diagramei *h-x* punctul de intrare a aerului este notat cu *1* (Fig. T.162, *a*). În urma încălzirii aerului în schimbătoarele de căldură uscate, se ajunge în punctul *3*, iar prin schimbul de căldură şi de masă în umplutura părţii umede, restul aerului ajunge în condiţiile indicate de punctul *2*. În urma amestecului celor două debite de aer, în punctul *4*, se obţine ca dreapta *4-1*, care indică revenirea la starea iniţială, să se afle tot timpul sub curba limită. Se evită astfel producerea de ceaţă.

Scanned with OKEN Scanner

Ţ

ŢEAVĂ DE FIERBERE. Ţeavă în care se realizează procesul de vaporizare (fierbere), la cazanele de abur (v. Cazan — Fig. C.52 şi C.53). Prin ţ. de f. circulă emulsia apă-abur ce rezultă în urma vaporizării, iar printre ţ. de f., gazele de ardere provenite din focarul cazanului. Ţ. de f. sînt drepte sau curbe, avînd capetele fixate în colectoare, formînd un ansamblu închis sub presiune, în care are loc circulaţia apei. La cazanele cu ţ. de f. cu înclinare mică (10°—45°), diametrul acestora este D_n 100(102×4), ele fiind fixate la camerele (colectoarele) secţionate prin mandrinare. Pentru cazanele cu ţ. de f. cu înclinare mare, elementele caracteristice sînt date în tabelul C.5 (v. Cazan).

ŢEAVĂ DE FUM. Ţeava amplasată într-un volum mare de apă, prin care circulă gazele de ardere provenite de la focar; ţ. de f. sînt amplasate în tot spaţiul de apă (v. Fig. C.50, *b*, *c* şi C.51).

ŢEAVĂ DE INJECŢIE (Sin.: **Conductă de injecţie**). Element component al sistemului de injecţie al motoarelor cu ardere internă, care permite dirijarea combustibilului refulat de către pompa de injecţie spre injector (v. Sistem de injecţie).

Deplasarea nestaţionară a combustibilului în ţ. de i., ca urmare a funcţionării ciclice a pompei de injecţie, este însoţită de variaţii importante ale vitezei şi presiunii (vîrful de presiune ajunge la 500—1 000 daN/cm²). Din acest motiv, ţ. de i. se confecţionează din oţel cu rezistenţa la rupere de 40 daN/cm², care suportă presiuni de 2 000 daN/cm², cu deformaţii radiale de 1—3%.

La capete, ţ. de i. este prevăzută cu conuri de etanşare executate prin presare la rece (Fig. Ţ.1, *e*) sau prin strunjire (Fig. Ţ.1, *c*). Conurile strunjite se execută independent, urmînd să se asambleze cu ţ. de i. prin sudare. Înainte de presarea sau sudarea conurilor de etanşare, pe ţ. de i. se introduc cîte două şaibe de etanşare (Fig. Ţ.1, *b*) şi cîte două piuliţe de strîngere (Fig. Ţ.1, *a*), astfel încît la fiecare capăt al ţ. de i. să se realizeze ansamblul din figura Ţ.1, *d*. Prin acest ansamblu, ţ. de i. se montează la racordul de refulare al pompei de injecţie şi la racordul de la injector.

Diametrul exterior al ţ. de i. variază între 6 şi 10 mm. Diametrul interior şi lungimea ţ. de i. au o influenţă mare asupra procesului de injecţie. Desfăşurarea eficientă a acestuia solicită volume cît mai mici ale ţ. de i. Ca atare, diametrul interior şi lungimea ţ. de i. trebuie să fie cît mai mici. Valorile optime ale acestora se stabilesc în procesul de acordare a sistemului de injecţie cu motorul şi sînt trecute în documentaţia tehnică a motorului. Valorile uzual întîlnite pentru diametrul interior al ţ. de i. sînt: 1,5 mm; 1,7 mm; 2 mm; 2,25 mm; 2,5 mm; 3 mm. Pentru motoarele policilindrice ţ. de i. trebuie să aibă aceeaşi lungime şi acelaşi diametru interior pentru toţi cilindrii.

Diametrul interior al ţ. de i. poate fi calculat, dintr-o condiţie de continuitate a curgerii, cu relaţia:

$$d_i = d_p \sqrt{w_m / w_{cm}},$$

unde: d_i este diametrul interior al ţ. de. i; d_p — diametrul pistonului-sertar al pompei de injecţie; w_m — viteza medie a pistonului-sertar. w_{c_m} — viteza medie de curgere prin ţ. de i,

Lungimea şi forma ţ. de i. rezultă din considerente de amplasare pe motor. La stabilirea lungimii ţ. de i. trebuie avută în vedere influenţa pe care o exercită aceasta asupra procesului de injecţie. Ţinînd seama de natura oscilatorie a procesului de injecţie, lungimea ţ. de i. se poate determina din condiţia:

$$L_i \leqslant \alpha_i \cdot a/(18 n_p),$$

în care: α_i este durata injecţiei, în grade rotaţie ax pompă; $a = 1\,300 \cdots 1\,400$ m/s este

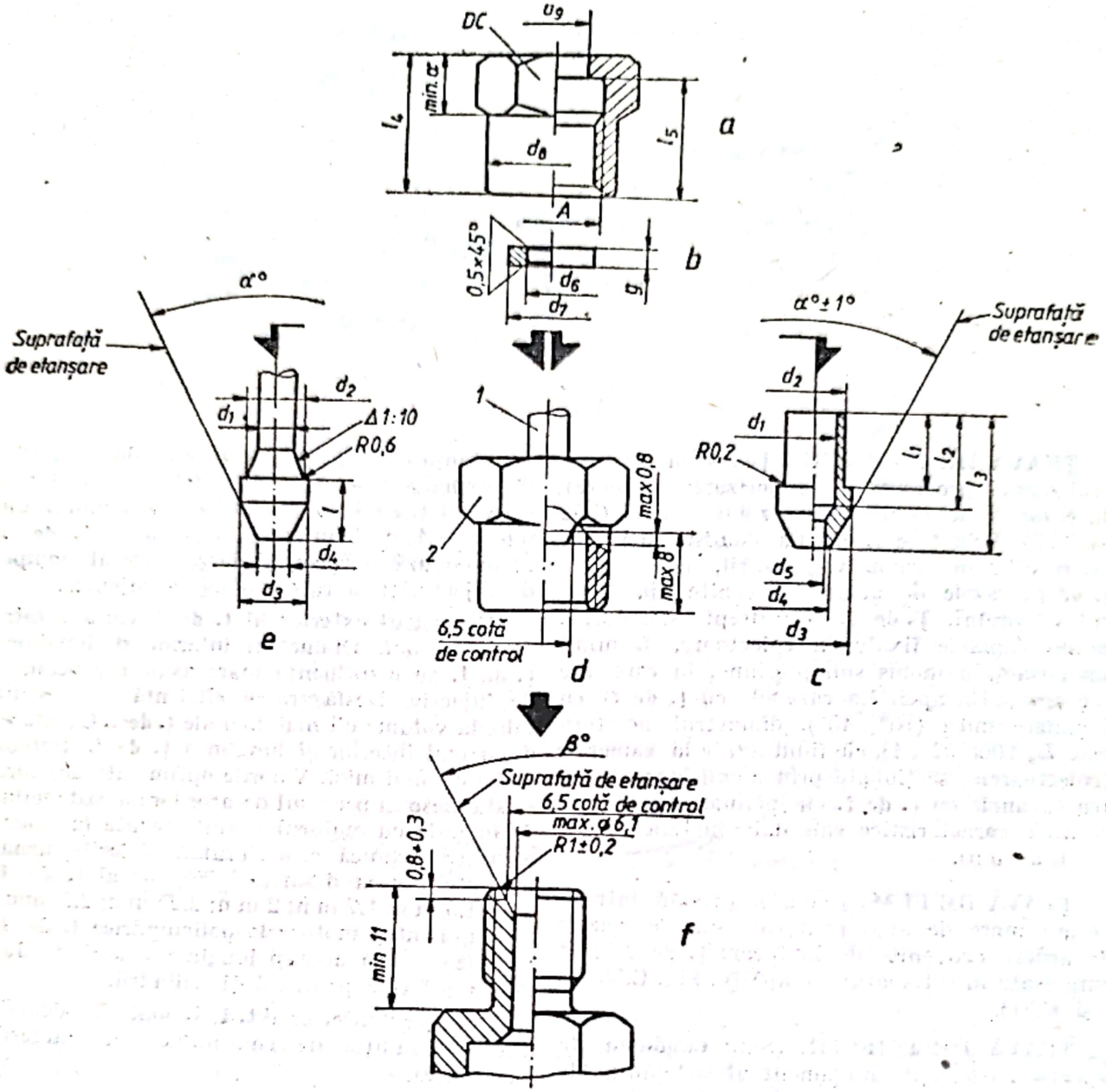


Fig. Ț.1. Capetele și elementele de legătură ale țevilor de injecție: *a* — piuliță de strîngere; *b* — șaibă de etanșare; *c* — con de etanșare strunjit; *d* — asamblarea piuliței de strîngere cu țeava de injecție; *e* — con de etanșare presat la rece; *f* — racord de refulare; *1* — țeavă de injecție; *2* — piuliță de strîngere.

viteza sunetului în combustibilul injectat; n_p — turația pompei de injecție în rot/min;

Din motive de conservare a valorii rezistenței hidraulice, **ț. de i.** nu se curbează cu raze mai mici de 50 mm.

ȚEAVĂ DE ÎNCĂLZIRE. Țeava care face parte dintr-un utilaj sau subansamblu de transfer termic. Caracteristicile constructive și funcționale sînt specifice aparatului respectiv (v. Schimbător de căldură; Serpentină; Supraîncălzitor).

U

ULEI. Produs lichid, mai vîrscos decît apa şi insolubil în aceasta, care are proprietatea de a unge, adică de a face alunecoasă suprafaţa corpului pe care se aplică.

După proveniență, se împart în: **u.** minerale, **u.** vegetale şi **u.** animale. U. minerale sînt hidrocarburi, iar cele vegetale şi animale sînt esteri.

După domeniul de utilizare, se împart în: **u.** de uns, **u.** tehnice, **u.** comestibile, **u.** de transformator etc.

U. mineral. Este un amestec de hidrocarburi parafinice, naftenice şi aromatice, obţinut aproape exclusiv din ţiţei (din fracţiuni sau din reziduurile de la distilarea în vid după rafinare şi în cantităţi mici, din şisturi bituminoase, din asfalturi naturale şi din gudron de cărbuni). Este un lichid vîscos, incolor sau colorat de la galben la brun-roşcat, cu temperatură de fierbere ridicată. Se întrebuinţează la ungerea suprafeţelor în mişcare relativă, pentru reducerea frecării, ca protecţie contra coroziunii şi ca mediu electroizolant.

Proprietăţi. Calitatea unui **u.** este determinată de: viscozitate (indice de viscozitate), punct de congelare, stabilitate la oxidare, aciditate, conţinut în asfalt tare, lubrifianţă, anticorosivitate, proprietăţi antispumante, densitate, punct de inflamabilitate, cifră de cocs, indice de iod, cenuşă, culoare, proprietăţi electrice, tensiune superficială şi interfacială.

Viscozitatea este cea mai importantă proprietate. Dependenţa viscozităţii de temperatură este dată de indicele de viscozitate Dean-Davis.

Punctul de congelare reprezintă temperatura la care **u.** nu mai curge sub acţiunea gravitaţiei.

Stabilitatea la oxidare (viteza de oxidare) depinde de compoziţia chimică a **u.**, de condiţiile de oxidare (temperatură, presiune, suprafaţă de contact cu aerul) şi de prezenţa substanţelor promotoare sau inhibitoare de oxidare.

Aciditatea **u.** este determinată de prezenţa acizilor naftenici. U. rafinate nu au, practic, aciditate liberă; aceasta apare, prin oxidare în timpul utilizării.

Indicele de saponificare evidenţiază prezenţa esterilor şi lactamelor. În cazul **u.** rafinate valoarea sa este de 0,1—0,2% şi creşte prin oxidare.

Asfaltul tare reprezintă componentele **u.** care sînt precipitate de fracţiuni uşoare de benzină, hexan, pentan. Uleiurile bine rafinate nu conţin asemenea componente, pe cînd cele brute, şi în special cele grele, conţin. U. uzate conţin asfalt în proporţii dependente de condiţiile de funcţionare.

Cenuşa este dată de prezenţa unor săruri metalice (sulfonaţi sau naftenaţi de sodiu), provenite dintr-o rafinare defectuoasă sau introduse prin aditivi. U. bine rafinate conţin sub 0,01% cenuşă. Proporţia creşte pentru **u.** uzate din cauza particulelor metalice formate prin uzura pieselor în mişcare, a prafului intrat etc.

Cifra de cocs este o măsură a tendinţei de cocsare a **u.** în motor. Valoarea sa arată cantitatea de cocs care se formează în absenţa aerului.

Culoarea **u.** este un indice al gradului de rafinare, ea deschizîndu-se, de regulă, cu creşterea acestuia. Unele **u.** au, însă, culoare închisă datorită aditivilor folosiţi.

Densitatea este funcţie de conţinutul de hidrogen din hidrocarburi.

Inflamabilitatea este determinată de prezenţa fracţiunilor uşoare din **u.** Punctul de inflamabilitate al **u.** uşoare corespunde unei presiuni de vapori de 8 mm col Hg, iar cel al **u.** grele este aproximativ egal cu temperatura incipientă de cracare (cca 300°C).

Indicele de iod permite aprecierea gradului de rafinare al **u.**

Proprietăţile electrice mai importante sînt: permetivitatea, momentul de dipol, conductivitatea electrică şi rigiditatea dielectrică.

Tensiunea superficială este de aproximativ 31 dyn/cm; scade cu temperatura, ajungînd la 20 dyn/cm la 200°C.

Scanned with OKEN Scanner

Tensiunea interfacială față de apă diferă de la un **u.** la altul, în funcție de proporția de substanțe tensioactive.

C l a s i f i c a r e. După utilizări, se deosebesc **u.** lubrifiante și **u.** nelubrifiante.

U. lubrifiante sînt **u.** pentru: motoare cu ardere internă (aviație, automobile, diesel), utilaje mecanice industriale (**u.** industriale), ușoare (mecanisme cu turație mare, fusuri, separatoare, mașini de cusut), medii (fusuri, separatoare, mașini) sau grele (cilindri de laminoare), mecanisme speciale (angrenaje, osii,) cilindrii mașinilor de abur, turbine de abur și de apă, compresoare de aer, suflante de aer, mașini frigorifice.

U. nelubrifiante sînt **u.** izolante sau cu destinații speciale.

UMIDIFICARE. Proces prin care un gaz sau un material uscat se aduce în stare umedă, sau prin care se ridică conținutul lui de umiditate.

UMIDIFICATOR. Aparat sau agregat cu ajutorul căruia se efectuează umidificarea gazelor sau materialelor.

Pentru umidificarea gazelor sau aerului **u.** este constituit sub forma unor camere de umidificare. Acestea sînt schimbătoare de căldură și umiditate între gaz (aer) și apă. Suprafața de schimb de căldură este realizată prin contactul direct al aerului cu suprafața apei ce se prezintă sub formă de picături (prin pulverizare) sau sub formă de peliculă. Concomitent cu umidificarea se obține și o curățire a gazului de impurități.

Camerele de umidificare pot fi:

— *Camere de pulverizare a apei*, în care apa este adusă sub presiune la registrul prevăzut cu pulverizatoare. În camerele de pulve-

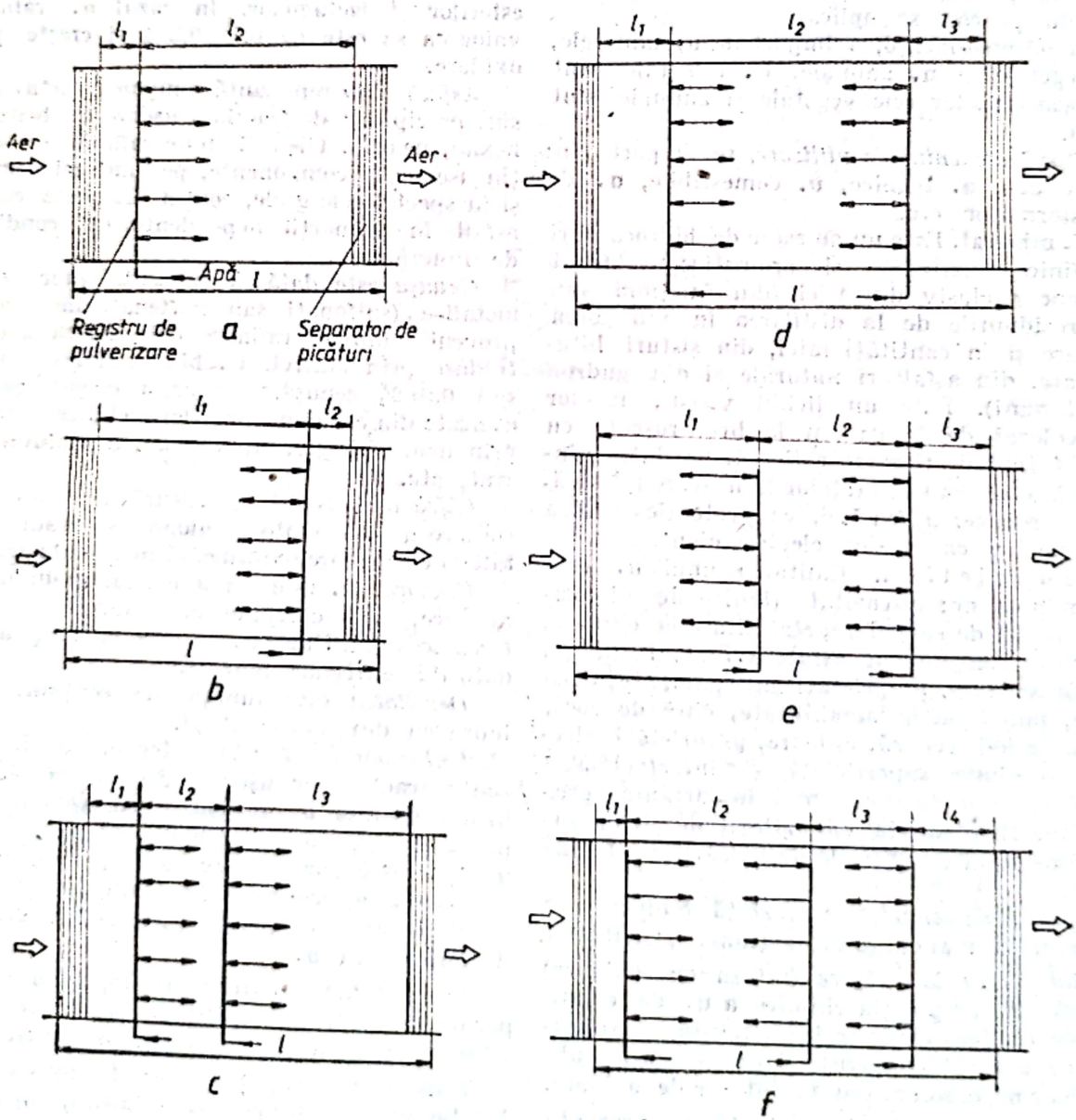


Fig. U.1. Camere de pulverizare orizontale cu 1, 2 și 3 registre de pulverizare.

rizare se utilizează apă de diferite temperaturi, în funcție de procesul de schimbare a stării aerului ce se urmărește. După direcția de mișcare a aerului, camerele de pulverizare pot fi orizontale cu 1, 2 sau 3 registre de pulverizare (Fig. U.1) sau verticale (Fig. U.2).

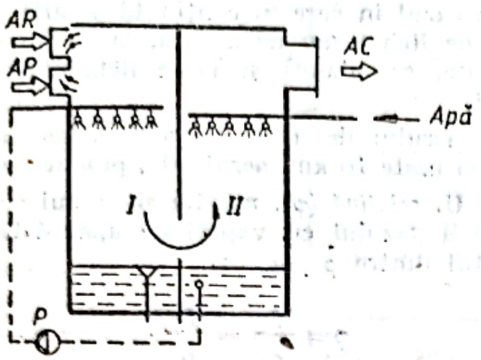


Fig. U.2. Cameră de pulverizare verticală în două trepte:
AR — aer proaspăt; *AC* — aer condiționat; *P* — pompă.

După sensul de mișcare al aerului în raport cu cel al apei, camerele de pulverizare pot fi în echicurent (Fig. U.1, *a*, *c*), în contracurent (Fig. U.1, *b*, *e*) sau combinat (Fig. U.1, *d*, *f*).

În scopul măririi eficienței **u.** se utilizează metoda montării în serie a camerelor de pulverizare. Apa rece este pulverizată în treapta a doua (Fig. U.2 și Fig. U.3), după care este

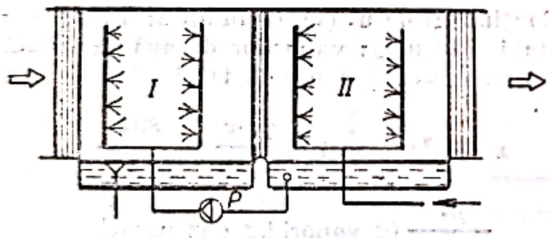


Fig. U.3. Cameră de pulverizare orizontală cu două trepte.

preluată de o pompă și pulverizată în prima treaptă. O cameră de pulverizare se compune din: corpul camerei, bazinul de colectare a apei, pulverizatoarele, registrele de pulverizare și separatorii de picături;

— *Camere cu umplutură*, care sînt de tip vertical (Fig. U.4). Aerul circulă în contracurent cu mișcarea apei printr-un strat de umplutură pe suprafața căruia se prelinge apa pulverizată. Stratul de umplutură poate fi din inele ceramice (inele Raschig) sau din corpuri de umputură dispuse ordonat, formînd grătare cu diferite geometrii ale camerelor de trecere a aerului. Inelele ceramice Raschig nu se corodează, au diametrul și lungimea de aproximativ 25 mm, iar grosimea de 2—3 mm. Estimativ 1 m³ de

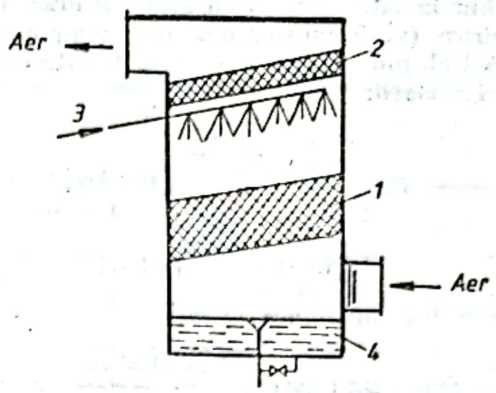


Fig. U.4. Cameră de umidificare cu umplutură:
1 — umplutură; *2* — separator de picături; *3* — intrarea apei în registrul de pulverizare; *4* — bazin.

umplutură conține 50 000 inele, însumînd o suprafață totală udată de aproximativ 900 m²/m³. Grosimea stratului de umplutură este de 300—400 mm. Viteza aerului în umplutură este de 0,6—1,2 m/s, ceea ce duce la gabarite mai mari față de camerele cu pulverizare; camerele cu umplutură au însă o eficacitate mai mare, deoarece prin prelingerea apei pe suprafața corpurilor de umplutură cresc atît suprafața, cît și timpul de contact aer-apă.

U. pentru materiale prezintă, de asemenea, o gamă largă de variante. În industrie, se folosesc pentru umezirea materialelor mașini de umezit, care pot fi: cu cilindru alimentator și cu cilindru cu perii; cu pulverizator de apă sub presiune; cu vapori de apă, ș.a.

UMIDITATE (a corpurilor). Conținutul de lichid (de obicei, apă) într-un corp solid sau gazos.

U. corpurilor gazoase se referă la **u.** aerului și a gazelor (gaze de ardere, gaze naturale etc.). **U.** conținută de corpurile gazoase poate fi atît în stare de vapori, cît și în stare lichidă (ceață) sau solidă (gheață). Amestecul de aer sau gaze și **u.** poartă denumirea de *aer umed* sau *gaz umed*, care poate fi:

— aer sau gaz umed nesaturat, atunci cînd **u.** conținută este în stare de vapori supraîncălziți cu presiunea parțială p_v mai mică decît presiunea de saturație p_s (v. Punct de rouă);

— aer sau gaz umed saturat, cînd cantitatea de vapori de apă și, respectiv, presiunea vaporilor crește pînă la valoarea maximă (de saturație, p_s);

— aer sau gaz umed suprasaturat, în cazul în care, pe lîngă vapori saturați, conține și **u.** în stare lichidă sau solidă.

Valoarea presiunii p_s a vaporilor saturați este funcție de temperatura aerului sau gazului umed. Ea se determină fie din tabele de apă

Scanned with OKEN Scanner

și abur la saturație, fie cu ajutorul unor relații empirice (v. Tensiune de vapori).

Astfel, pînă la $t=100°C$ se pot utiliza următoarele relații:

$$p_s=4{,}58\cdot 10^{\frac{7{,}45t}{234+t}}\ [\text{mm Hg}]=$$

$$=6{,}1\cdot 10^{\frac{7{,}45t}{235+t}}\ [\text{mbar}]$$

în care t se introduce în °C;

$$\lg p_s=26{,}1380455-\frac{3051{,}87763}{T}-$$

$$-5{,}8691014\lg T\ [\text{mm Hg}],$$

în care temperatura T se introduce în K.

La temperaturi sub 0°C, u. conținută poate fi și în stare de gheață, caz în care presiunea u. are două valori, după cum vaporii conținuți se află în echilibru cu apa lichidă (p_s) sau cu gheața (p_{sg}). Valorile p_s și p_{sg} pentru temperaturi între 0°C și −60°C sînt:

t [°C]	0	−5	−10	−20	−30	−40	−50	−60
p_s [mm Hg]	4,58	3,17	2,16	0,96	0,39	0,142	0,048	0,0146
p_s [mm Hg]	4,58	3,03	1,97	0,79	0,29	0,095	0,0293	0,0072

Pentru definirea stării de u. a gazelor se utilizează mai multe noțiuni, și anume:

U. *absolută* (ρ_v), definită prin masa vaporilor de apă conținuți într-un kilogram de gaz umed, adică densitatea ρ_v a vaporilor din gaze. Valoarea ρ_v poate fi exprimată cu ajutorul legii gazelor perfecte:

$$\rho_v=\frac{p_v}{R_vT}\ [\text{kg/m}^3],$$

în care: p_v se introduce în N/m², T în K și $R_v=458{,}13$ J/kg·K este constanta specifică a vaporilor de apă. Sau:

$$\rho_v=\rho_{vN}\frac{T_N}{T}\cdot\frac{p_v}{p_N}=0{,}804\frac{273}{T}\cdot\frac{p_v}{760}\ [\text{kg/m}^3]$$

în care: $T_N=273$ K și $p_N=760$ mmHg sînt parametrii stării normale; $\rho_{vN}=18/22{,}14=0{,}804$ kg/m^3_N este densitatea vaporilor de apă la starea normală; p_v se introduce în mmHg și T în K.

Presiunea p_v se determină, ca presiune de saturație, la temperatura de rouă, fie din tabele de vapori saturați, fie cu ajutorul relațiilor empirice ale presiunii p_s.

U. absolută maximă (ρ_s) este masa vaporilor conținuți într-un metru cub de gaz umed saturat:

$$\rho_s=\frac{p_s}{R_vT}\ \text{sau}\ \rho_s=0{,}804\frac{273}{T}\cdot\frac{p_s}{760}.$$

În cazul în care u. conținută se află și în stare de lichid sau de gheață, la definirea u. absolute, se adaugă și masa lichidului și a gheții.

U. aerului descrește cu altitudinea, astfel încît la peste 10 km, aerul este, practic, uscat.

— U. *relativă* (φ), numită și gradul de saturare a gazului cu vapori de apă, dată de raportul dintre ρ și ρ_s:

$$\varphi=\frac{\rho_v}{\rho_s}=\frac{p_v}{p_s}.$$

U. relativă (φ) exprimă o măsură a stării higrometrice a aerului sau gazului. Pentru $\rho=\rho_s$, se obține $p=p_s$ și $\varphi=100\%$, adică aerul sau gazul este saturat cu vapori de apă.

Conținutul de u. (x), denumit și umiditatea absolută este masa vaporilor de apă raportată la 1 kg aer sau gaz uscat. Deci:

$$x=10^3\frac{m_v}{m_g}=10^3\frac{\varphi_v\cdot v}{\varphi_g\cdot v}=\frac{804}{\varphi_{gN}}\cdot\frac{p_v}{p-p_v}\ [\text{g vapori/kg gaz uscat}].$$

În cazul aerului $\rho_{gN}=1{,}293$ kg/m^3_N și deci:

$$x=622\frac{p_v}{p-p_v}\ [\text{g vapori/kg aer uscat}],$$

în care p este presiunea aerului sau gazului umed.

Conținutul de u., x, variază în funcție de condițiile atmosferice, motiv pentru care la calculul termic, al instalațiilor din tehnică, în care agentul de lucru este aerul, se admite valoarea medie anuală $x=10$ g. vapori/kg aer uscat.

Conținutul de u. raportat la 1 m^3_N de gaz uscat (d) este definit prin raportul:

$$d=10^3\frac{m_v}{V_{gN}}\ [\text{g vapori/m}^3\text{N gaz uscat}]$$

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul U.1

Principalele metode de determinare a umidității gazelor

Principiul de bază	Metoda		Parametrul măsurat
Evaporare	Psihrometrică		Diferență de temperatură
	Psihrometrică cu condensare		Diferența temperaturilor de condensare
Condensare	Punctul de rouă		Temperatura punctului de rouă
	Punctul adiabatic de rouă		Presiunea la dilatarea adiabatică a gazului
	Condensării		Masa
Absorbție și desorbție	Deformărilor mecanice		Dimensiuni liniare
	Gravimetrică		Masa
	Volumetrică		Volumul
	Termică		Temperatura
	Pneumatică		Presiunea
	Electrică:	rezistivă	Rezistența electrică
		capacitivă	Capacitatea electrică
		electrolitică	Conductivitatea electrolitului
Absorbția energiei spectrale sau electromagnetice	Radiații infraroșii		Absorbția radiației infraroșii
	Radiații ultraviolete		Absorbția radiațiilor ultraviolete
	Radioactivă		Absorbția radiației radioactive
Fenomene fizice diverse	Acustică		Viteza sunetului
	Difuziei		Presiunea diferențială
	Termică		Conductivitatea termică
Reacții chimice	Titrării		Titrarea cu ajutorul reactivului Karl-Fischer
	Colorimetrică		Schimbarea culorii
	Higrofotografică		Densitatea de înnegrire

Scanned with OKEN Scanner

sau:

$$d = 10^3 \frac{m_v}{m_g} \cdot \rho_{gN} = x\rho_{gN} = 804 \frac{p}{p - p_v}.$$

Determinarea u. gazelor. Pentru determinarea **u.** aerului sau a gazelor au fost elaborate numeroase metode, aparate și instalații de măsură.

Aparatele uzuale utilizate pentru măsurarea umidității gazelor sau aerului sînt psihrometrele și higrometrele.

În tabelul U.1 sînt centralizate principalele metode de determinare a umidității gazelor.

P s i h r o m e t r u l. Este un aparat folosit la determinarea **u.** aerului. El este alcătuit din două termometre de precizie (Fig. U.5).

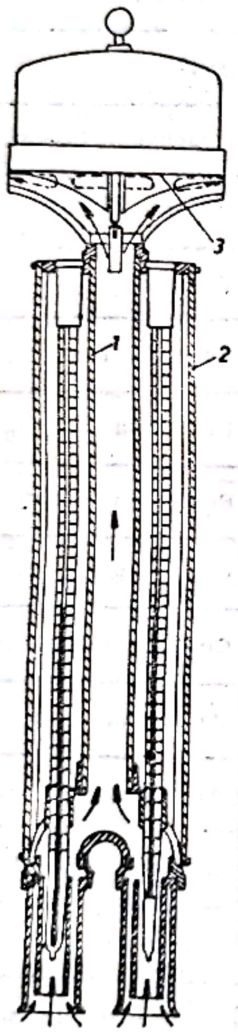


Fig. U.5. Psihrometrul Assman:
1 — termometru uscat;
2 — termometru umed;
3 — ventilator.

Un termometru măsoară temperatura gazului (t), numit termometru uscat și un termometru măsoară temperatura de evaporare a apei (t_{um}) pe elementul termosensibil al termometrului, numit termometru umed. Pentru obținerea valorii t_{um}, elementul termosensibil (rezervorul) termometrului este înfășurat cu un tifon umezit cu apă. Un ventilator, acționat cu ajutorul unui arc, aspiră gazul prin tuburile în care sînt plasate rezervoarele celor două termometre cu viteza de 2,5—10 m/s. Cu valorile t și t_{um} se determină:

— presiunea parțială a vaporilor p_v:

$$p_u = p_{s'} - H \cdot B(t - t_m) \text{ [bar]}$$

— umiditatea relativă φ:

$$\varphi = \frac{p_v}{p_s} = \frac{p_{s'} - H \cdot B(t - t_m)}{p_s},$$

în care: p_s și p'_s sînt presiunile de saturație ale vaporilor la temperaturile t și, respectiv, t_{um} [bar]; H — constantă a cărei valoare este dată de relația:

$$H = \left(65 + \frac{6{,}75}{w}\right) 10^{-5} \text{ [1/°C]};$$

w — viteza aerului în jurul rezervorului termometrului [m/s]; B — presiunea barometrică [bar].

Pentru ușurința calculelor s-au întocmit tabele numerice (STAS 1253-80) sau diagrame (Fig. U.6) care dau direct umiditatea relativă φ

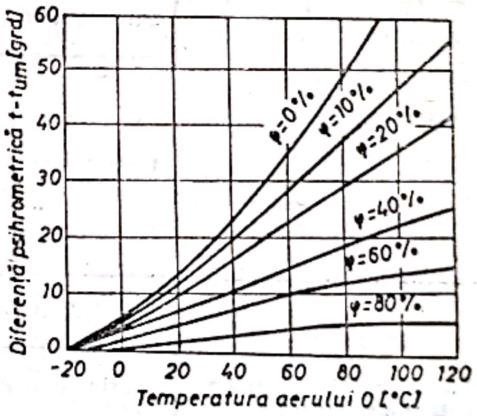


Fig. U.6. Variația umidității relative (φ) a aerului în funcțiune de temperatură (t) și de diferența psihrometrică ($t - t_{um}$).

în funcție de diferența psihrometrică și temperatura t.

Diferența $t - t_{um}$ se numește și potențial de uscare și caracterizea ă proprietatea aerului de a evapora apa.

Determinări mai precise ale **u.** gazelor se pot obține cu ajutorul *psihrometrelor electrice*, în care cele două termometre sînt înlocuite cu termoelemente sau cu termorezistențe (Fig. U.7). Realizarea acestor scheme are la bază faptul că se pot exprima curbele $\varphi = (t - t_{um}, t)$ din

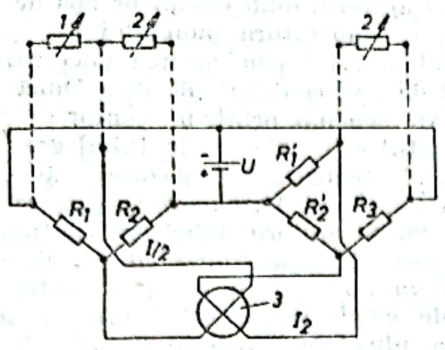


Fig. U.7. Schema de principiu a psihrometrului electric:
1 — termometru cu rezistență umed; *2* — termometru cu rezistență uscat; *3* — logometru cu bobină mobilă.

figura U.6) cu ajutorul unor relații empirice de forma:

$$1-\varphi=\frac{c(t-t_{um})}{a+t-bt^2},$$

în care a, b și c sînt constante.

Pentru ca schema electrică a aparatului să permită determinarea lui φ cu ajutorul acestei relații empirice, ea cuprinde două punți. În puntea din stînga (Fig. U.7) sînt amplasate două termorezistențe cu conductori (*1*—umed și *2* — uscat). Prin diagonala punții trece un curent I_{12} proporțional cu $t-t_{um}$. Același curent I_{12} trece și prin bobina principală a logometrului *3*. În partea dreaptă, este montată încă o termorezistență, *2* uscat. Puntea din dreapta este astfel dimensionată, încît prin diagonala sa, ce cuprinde bobina directoare a logometrului, să treacă un curent I_2 proporțional cu $a+t-bt^2$. În acest fel, aparatul indică raportul I_{12}/I_2, care este proporțional cu $1-\varphi$. Indicația este independentă de variația tensiunii de alimentare U. Logometrul aparatului indică direct valoarea φ între 10 și 100%, pentru $t=0\cdots120$°C, cu o eroare de circa 2—3%.

Psihrometrele electrice se realizează și cu termorezistențe cu semiconductori care au inerție termică mică și precizie mare.

H i g r o m e t r e l e. Se bazează pe influența pe care o are umiditatea unui gaz asupra proprietăților corpurilor. Astfel, fibrele de lemn, firul de bumbac, unele fibre plastice și, mai ales, firul de păr uman își modifică lungimea în funcție de umiditatea aerului sau gazului în care este introdus.

Higrometrul cu fir de păr (Fig. U.8). Este prevăzut cu un fir de păr uman, degresat, fixat la un capăt și menținut întins cu ajutorul unei greutăți. Variația lungimii firului este transpusă în valori ale umidității relative cu

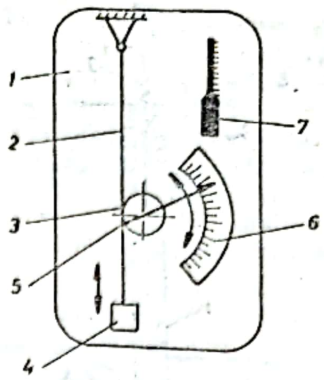


Fig. U.8. Higrometru cu fir de păr:
1 — suport; *2* — fir de păr; *3* — tobă; *4* — greutate; *5* — ac indicator; *6* — cadran gradat; *7* — termometru.

ajutorul unui mecanism cu rolă (tobă) și ac indicator. De menționat că, dintre toate materialele higroscopice folosite, firul de păr uman este cel mai sensibil la umezeală, alungindu-se cu pînă la 25% la $\varphi=100$% (Fig. U.9).

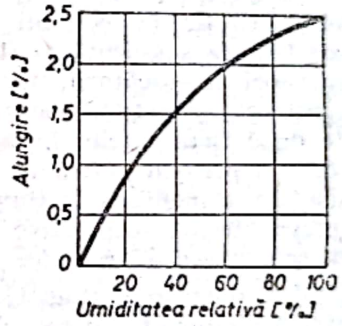


Fig. U.9. Alungirea firului de păr uman în funcție de umiditatea aerului.

Higrometrul electric cu fir de păr (Fig. U.10). Este realizat dintr-un mănunchi de fire de păr, fixate la un capăt, iar celălalt capăt este fixat pe un miez de fier moale, care, prin intermediul unui resort de întindere, menține întins mănunchiul de fire de păr. Miezul de fier este plasat în interiorul unui transformator cu circuitul magnetic deschis. Secundarul transformatorului este format din două părți identice cu trei ieșiri (*5*) care sînt conectate, prin intermediul unui amplificator, la o punte de măsură. Cînd miezul de fier ocupă o poziție simetrică în raport cu cele două jumătăți ale secundarului, forțele electromotoare induse în secundar sînt egale și de sens contrar, iar acul aparatului de măsurat al punții indică zero. Variația u. mediului determină variația lungimii firelor de păr și, deci, a poziției miezului de fier și conduce la dezechilibrarea tensiunilor electro-

Scanned with OKEN Scanner

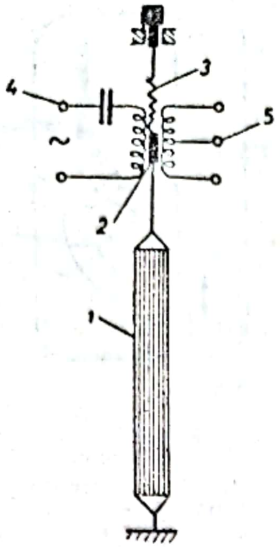


Fig. U.10. Higrometru electric cu fir de păr: *1* — mănunchi de fir de păr; *2* — miez de fier; *3* — resort de întindere; *4* — borne de alimentare; *5* — borne de legătură în puntea de măsură.

motoare induse în secundar și, respectiv, la deplasarea acului indicator al aparatului de măsurat.

Higrometrele cu fir de păr sînt simple și oferă precizie tehnică suficientă (sînt utilizate pentru măsurători în uscătorii, în industria textilă, în meteorologie etc.). Ele trebuie să fie etalonate după fiecare schimbare a firului de păr, precum și periodic, întrucît proprietățile firului de păr se modifică în timp. Atunci cînd sînt prevăzute cu dispozitive de înregistrare a **u.** se numesc higrografe.

Higrometrul cu condensație (Fig. U.11). Este alcătuit dintr-un răcitor (*1*), în care gazul este

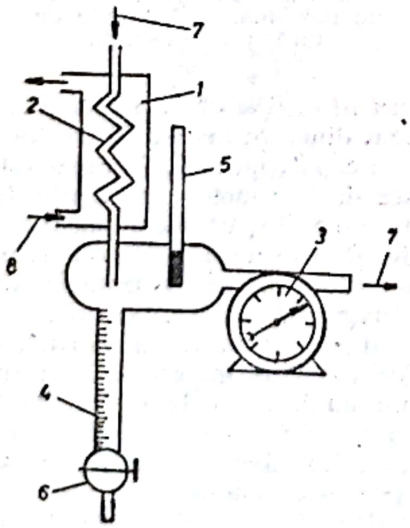


Fig. U.11. Higrometru industrial cu condensație: *1* — răcitor; *2* — serpentină; *3* — contor de gaz; *4* — tub gradat; *5* — termometru; *6* — robinet de golire; *7* — gaz; *8* — apă de răcire.

răcit, cu ajutorul unui circuit de apă de răcire, pînă sub temperatura punctului de rouă. În acest fel, are loc condensarea unei părți din vaporii de apă conținuți de gaz. După răcire, gazul este evacuat printr-un contor de gaz iar condensatul este colectat în tubul gradat (*4*). Cunoscînd temperatura gazului răcit, prin măsurarea ei cu termometrul (*5*), se poate determina, cu ajutorul tabelelor, conținutul de vapori saturați ai aerului răcit. **U.** absolută a gazului va rezulta din raportul dintre cantitatea de condensat colectat într-un interval de timp, plus conținutul de vapori saturați ai aerului răcit, și volumul de gaz înregistrat de contor în intervalul de timp considerat.

Higrometrul cu punct de rouă. Sînt numeroase metode de determinare a **u.** gazelor pe baza temperaturii punctului de rouă, pentru care s-au conceput și realizat o serie de aparate (v. PUNCT DE ROUĂ).

Higrometre gravimetrice. Aceste higrometre au la bază determinarea directă, prin cîntărire, a cantității de vapori de apă dintr-un volum de gaz bine precizat. În acest caz se utilizează substanțe absorbante, ca de exemplu, anhidrida fosforică (P_2O_5), clorura de calciu ($CaCl_2$), acidul sulfuric (H_2SO_4) etc. Greutatea substanței absorbante crește cu greutatea vaporilor absorbiți. Aparatul conține doi recipienți în care se găsește o substanță absorbantă, unul de măsură, iar celălalt de control (etalon), precum și un contor de gaz și un ventilator ce asigură circulația gazului. Cunoscînd cantitatea de gaz, indicată de contor, temperatura și presiune lui, precum și cantitatea de vapori de apă absorbiți în recipientul de măsură se pot calcula atît **u.** absolută, cît și cea relativă a gazului.

O altă metodă gravimetrică constă în răcirea gazului sub punctul de îngheț și depunerea sub formă de gheață a **u.** ce se măsoară, apoi, prin cîntărire.

Metodele gravimetrice oferă cea mai mare precizie, dar se pot folosi numai în laborator, întrucît necesită o durată mare pentru efectuarea determinărilor.

U. materialelor. Majoritatea materialelor umede și a soluțiilor sînt sisteme coloidale disperse, care cristalizează greu sau deloc. Structurile coloidale sînt sisteme formate din aglomerări de particule, cuprinzînd domeniul de dimensiuni între molecule și particule macroscopice, convențional între $5 \cdot 10^{-7}$ și $2 \cdot 10^{-4}$ mm, totalizînd între 10^3 și 10^9 atomi.

Materialele care au o afinitate deosebită pentru apă, numite hidrofile, absorb moleculele de apă, particulele componente acoperindu-se cu un film gros de apă, ceea ce face ca viscozitatea amestecului să crească o dată cu creșterea concentrației substanței dispersate. Celelalte materiale, numite hidrofobe, au o mică afinitate față de apă sau deloc, particulele lor aco-

Scanned with OKEN Scanner

perindu-se cu un strat foarte subțire de apă, iar viscozitatea amestecului crește neglijabil cu creșterea concentrației substanței dispersate. Materialele umede se pot clasifica în două grupe:

a) Soluții coloidale aflate sub formă lichidă, din care fac parte emulsiile macromoleculare (polimerii superiori de sinteză, aerosolii, laptele, suspensiile metalice etc.).

b) Substanțe gelatinoase sau geluri, care au proprietăți asemănătoare corpurilor solide (cărbunele, argila, materialele ceramice, făina etc.) și care se subîmpart în trei categorii:

— Geluri elastice sau corpuri coloidale, care absorb lichidele cele mai apropiate ca polaritate, modificîndu-și dimensiunile (se umflă), iar prin uscare se contractă fără să-și piardă proprietățile elastice. Dintre acestea fac parte: gelatina, aluatul de făină presat și polimerii superiori produși prin sinteză (mase plastice, cauciuc, fibre sintetice etc.).

— Corpuri capilaro-poroase sau geluri fragile (casante), care, prin uscare, devin sfărîmicioase și se pot măcina ușor, putînd fi transformate în pulbere, ca de exemplu: nisipul cuarțitic, materialele ceramice slab arse și umezite cu apă, mangalul etc.

— Corpuri coloidale capilaro-poroase, care prezintă atît porozități, cît și proprietăți elastice, adică pereții capilarelor sînt elastici și se deformează prin uscare sau umezire. Din această categorie fac parte majoritatea materialelor supuse uscării, ca: turba, lemnul, pielea, grînele, pîinea, cartonul, textilele, fructele etc.

Proprietățile coloidale ale materialelor umede determină atît modul de legătură al umidității cu materialul, cît și legile de variație a umidității în procesul de uscare.

Formele de legătură ale **u.** cu materialul pot fi clasificate în trei categorii și au la bază intensitatea energiei de legătură dintre **u.** și material: a) legătură chimică (stoechiometrică); b) legătură fizico-chimică (prin absorbție și prin osmoză sau difuziune); c) legătură mecanică (reținerea umidității în capilarele materialelor, în porii de suprafață).

a) *Apa legată chimic* este cantitatea de apă ce participă la reacțiile chimice de formare și care intră în componența substanței formate. Această cantitate de apă nu se elimină din material în timpul procesului de uscare. Eliminarea ei poate avea loc numai prin încălzire la temperaturi înalte (calcinare) și are ca efect modificarea naturii substanței.

b) *Legătura fizico-chimică* a **u.** cu materialul poate fi:

— **U.** legată prin adsorbție. Adsorbția este fenomenul ce are loc la suprafața unui corp solid sau lichid prin care molecule de vapori sau de gaz din mediul înconjurător sînt înglobate în stratul superficial de grosime egală cu ordinul de mărime a 3—4 molecule. Adsorbția se datorează energiei libere care apare pe suprafața de separație a unui corp mai dens față de altul mai puțin dens. Adsorbția este mai puternică în moleculele din primul strat (numită adsorbție moleculară) decît în straturile următoare ale moleculelor (adsorbție polimoleculară). Explicația fenomenului este redată de figura U.12. Forța F_1 neechilibrată a primului strat

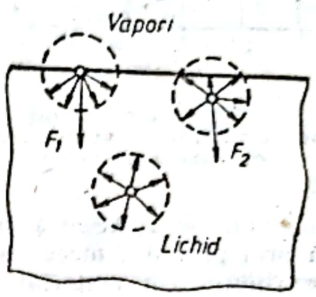


Fig. U.12. Mecanismul adsorbției.

de molecule și care generează energia liberă este mai mare decît forța F_2 a oricărei alte molecule din straturile următoare. Substanța adsorbită trece în interiorul corpului prin absorbție (difuziune sau fenomene de capilaritate). În cazul corpurilor solide poroase, are loc atît adsorbția la suprafață, cît și absorbția în volum. Din această cauză, procesele de adsorbție și absorbție se numesc într-un cuvînt *sorbție*.

Sub acțiunea forțelor de legătură dintre **u.** și material, vaporii de apă se pot condensa. Pentru eliminarea apei legată prin procesul de sorbție este necesară, mai întîi, vaporizarea ei.

Procesul de adsorbție are loc cu degajare de căldură, numită *căldură* de *umflare* sau *dehidratație* a corpului (analog dizolvării acidului sulfuric în apă).

— **U.** legată osmotic. Osmoza este difuziunea unui gaz sau lichid la suprafața unui corp prin absorbție, în timpul căreia nu are loc degajare de căldură și se continuă dilatarea (umflarea) corpului.

Hotarul dintre procesul de adsorbție și cel de osmoză este indicat de conținutul de **u.** la care efectul de umflare devine nul (Fig. U.13). **U.** pe care un corp o absoarbe prin osmoză este, în general, mult mai mare decît cea prin adsorbție. Tensiunea (presiunea) de saturație a apei legată osmotic este practic egală cu presiunea apei libere. Apa legată osmotic face parte din așa-numita „**u.** liberă" a corpului, care se îndepărtează în prima perioadă a procesului de uscare.

c) *Apa legată mecanic* este apa conținută în orice proporție în capilarele materialelor, în pori sau la suprafața lor, numită apă de

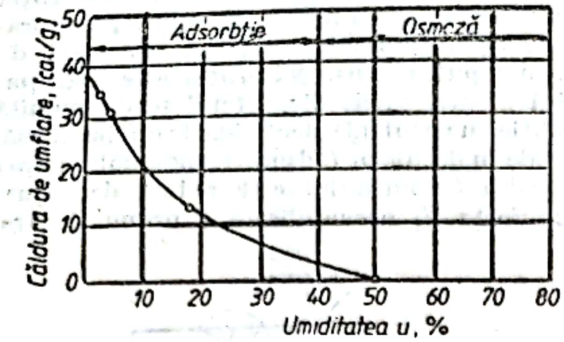


Fig. U.13. Variația căldurii de umflare în funcție de umiditate pentru piele tăbăcită cu săruri de crom.

umezire sau umectare. Această **u.** poate fi îndepărtată prin procedee mecanice.

U. de echilibru. Un material umed, care conține o cantitate de apă legată sub diferite moduri, se poate considera uscat atunci cînd se află în echilibru cu **u.** mediului ambiant sau a agentului de uscare. **U.** finală nu poate fi zero, adică materialul uscat pînă la sec, atîta timp cît mediul ambiant are o **u.** relativă $\varphi > 0$. Experiențele arată că, în cazul menținerii îndelungate a unui corp într-o atmosferă de vapori de apă, are loc procesul de sorbție a **u.** din mediul înconjurător pînă cînd presiunea vaporilor de apă la suprafața corpului devine egală cu presiunea parțială a vaporilor de apă din atmosferă. Conținutul de **u.** al materialului, în acest caz, se numește conținut de **u.** la echilibru (echilibru higroscopic). Echilibrul higroscopic este un echilibru dinamic, adică la o creștere sau o scădere a presiunii parțiale a vaporilor din mediul înconjurător, corpul va suferi procesul de sorbție sau, respectiv, de desorbție a vaporilor de apă.

În figura U.14 se prezintă diagrama de variație în timp (τ) a **u.** (u) unui corp în pro-

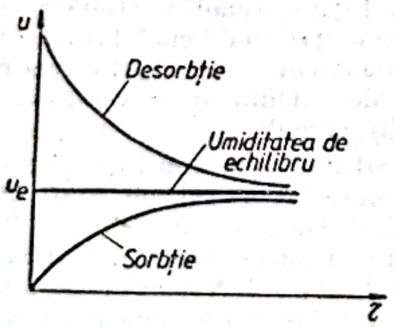


Fig. U.14. Procesul de sorbție și desorbție.

cesul de sorbție sau desorbție. **U.** de echilibru a materialului este funcție de **u.** relativă φ a mediului. Curbele care exprimă variația conținutului de **u.** la echilibru în funcție de **u.** relativă φ a mediului, în condiții de temperatură constantă, se numesc *izoterme de sorbție* sau *desorbție*, în funcție de procesul ce are loc la stabilirea lor.

Izotermele de sorbție prezintă un fenomen de histerezis, adică pentru aceeași valoare a **u.** φ conținutul de **u.** la echilibru al materialului este mai mare cînd echilibrul higroscopic se stabilește prin desorbție, față de cazul cînd echilibrul se stabilește prin sorbție (Fig. U.14 și Fig. U.15).

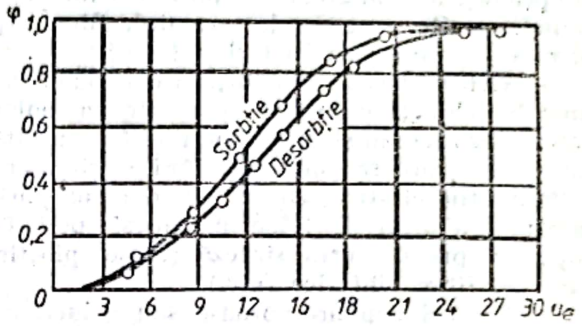


Fig. U.15. Izoterma de sorbție și desorbție a amidonului la t=19°C.

U. care se elimină prin uscare. Din analiza izotermei de sorbție (Fig. U.16) rezultă:

1) Pe porțiunea inițială corespunzătoare intervalului $\varphi = 0 - 0{,}1$, izoterma are o convexitate caracteristică adsorbției monomoleculare, absorbția **u.** fiind însoțită de degajare considerabilă de căldură.

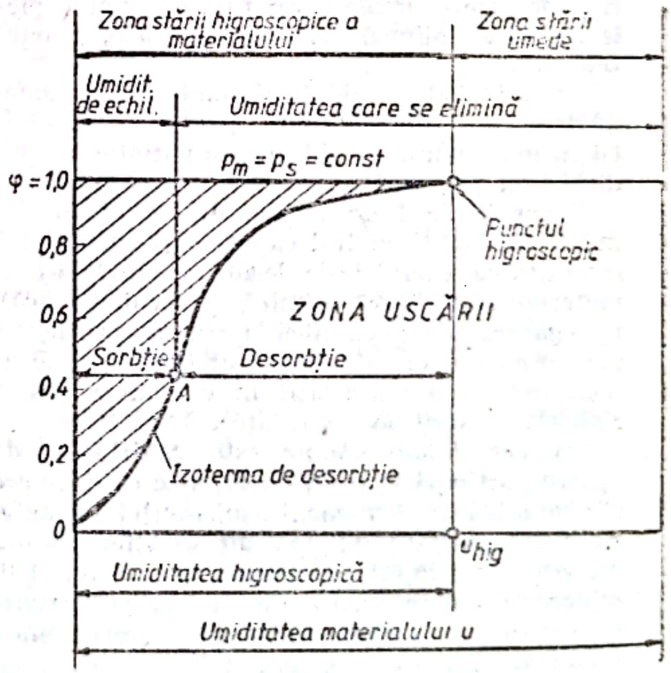


Fig. U.16. Schema clasificării unui material din punctul de vedere al uscării.

2) Pe porțiunea corespunzătoare **u.** $\varphi = 0{,}1 - 0{,}9$, izotermele au convexitatea îndreptată spre axa ordonatelor, ceea ce este caracteristic adsorbției polimoleculare, înso-

Scanned with OKEN Scanner

tită, de asemenea, de degajare de căldură, dar în cantitate mult mai mică.

3) Pe porțiunea izotermei pentru $\varphi = 0{,}9 - 1$, u. este absorbită fără degajare de căldură, alura curbei izoterme se apropie de o linie dreaptă, u. de echilibru a punctului higroscopic ($u_{higr} = u_e$ la $\varphi = 100\%$) scade cu creșterea temperaturii (Fig. U.17). În această zonă, u. este legată, în principal, de forțele capilare. În apropiere de $\varphi = 100\%$ are loc umplerea capilarelor cu u., prin sorbția vaporilor din aerul înconjurător, urmată de condensația capilară și pătrunderea osmotică (difuzivă) a lichidului în interiorul porilor închiși ai materialului. Ca urmare a acestor procese și a osmozei ulte-

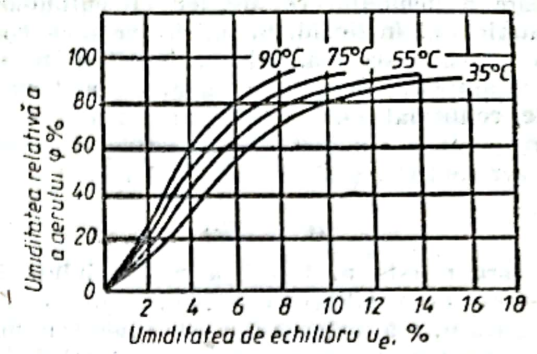


Fig. U.17. Izotermele de desorbție ale argilei la diferite temperaturi.

Tabelul U.2

Metode de determinare a umidității solide și lichide

Procedeul	Metoda	Principiul de măsură
Gravimetric	Uscare la presiune atmosferică	Determinarea masei
	Uscare în vid	
	Distilare	Determinarea masei sau volumului
Chimic	Karl-Fischer	Analiza chimică (titrare)
	Calciu-carbid	Determinarea presiunii acetilenei
	Hidrolizei	Analiză chimică (titrare)
Electric	Variația conductivității electrice	Precizarea intensității curentului
	Variația constantei dielectrice	Precizarea capacității electrice
	Electroliză	Precizarea intensității curentului
Termometric	Căldura de hidratare Punctul de fierbere Punctul critic	Precizarea temperaturii
Special	Spectroscopie în infraroșu	Absorbția selectivă a energiei radiante
	Radioactivă	Variația intensității radiației radioactive
	Unde electromagnetice de înaltă frecvență	Atenuarea și defazarea undelor
	Efecte nucleare	Detectoare de neutroni termici

Scanned with OKEN Scanner

rioare a lichidului ce are loc la cufundarea materialului în lichid, **u.** lui devine mai mare decît **u.** higroscopică. Schema teoretică redată în figura U.16 de legătură a **u.** cu materialul este confirmată de datele experimentale. **U.** care poate fi eliminată (u_{el}) în timpul uscării cu aer cald (t_a, φ și viteza w) este:

$$u_{el}=u-u_e,$$

în care u este **u.** totală a materialului, iar u_e — **u.** de echilibru corespunzătoare lui φ.

Dacă **u.** u a materialului este egală sau mai mare decît **u.** higroscopică (u_{hig} — fiind **u.** de echilibru a materialului într-un mediu de **u.** relativă $\varphi=100\%$), atunci presiunea vaporilor la temperatura materialului (p_m) este egală cu presiunea vaporilor saturați (p_s) din agentul de uscare și procesul de uscare, practic, nu poate avea loc. De aceea, după unii cercetători se deosebesc: zona stării higroscopice a materialului pentru $u<u_{hig}$ (Fig. U.16) și, deci, $\varphi<1$, $p_m<p_s$ (punctul A — Fig. U.16) și zona stării umede a materialului $u>u_{hig}$.

În tehnica uscării, se folosesc următoarele moduri de evaluare a **u.** materialelor:

a) **U.** specifică medie, raportată la debitul de material umed, u_{um}:

$$u_{um}=\frac{w}{m}100=\frac{w}{m_{us}+w}100\ [\%],$$

în care: m și m_{us} reprezintă masa materialului umed și, respectiv, uscat, iar $w=m-m_{us}$ — **u.** conținută.

b) **U.** specifică medie, raportată la debitul de material uscat, u_{us}:

$$u=\frac{w}{m_{us}}100\ [\%].$$

Determinarea u. materialelor. Există un număr mare de metode, instalații și aparate utilizate pentru determinarea **u.** corpurilor, bazate pe proprietățile fizico-chimice ale apei și ale materialelor. După procedeul utilizat, se deosebesc cinci categorii de metode de determinare a **u.**, și anume: metode gravimetrice, chimice, electrice, termometrice și speciale (radioactive, prin efecte nucleare etc.). Aceste metode sînt centralizate în tabelul U.2.

Metoda gravimetrică constă în cîntărirea unei probe umede, extragerea apei prin uscare în etuvă la o temperatură de 105 ± 1°C și, apoi, recîntărirea probei uscate. Diferența dintre masa probei umede și uscate reprezintă **u.** conținută de material. Cu valorile : m (kg material umed) și m_{us} (kg material uscat) se determină **u.** specifică u_{um} sau u, definite mai sus.

Uscarea trebuie efectuată într-o etuvă, prevăzută cu reglarea automată a temperaturii și a circulației aerului. În acest caz, se impun următorii parametri ai aerului recirculat: $p=740-750$ mm Hg (1 bar); $t=18-22$°C și $\varphi=40-70\%$.

Se utilizează, de asemenea, uscarea în etuve vidate, care asigură o uscare mai rapidă, independență față de condițiile atmosferice, precum și o exactitate mai mare a analizei.

În cazul uscării cerealelor, determinarea **u.** specifice trebuie executată într-un timp scurt și, în acest scop, se utilizează o etuvă de uscare cu balanță (Fig. U.18), care indică masa probei fără a fi nevoie să fie scoasă din etuvă pentru cîntărire.

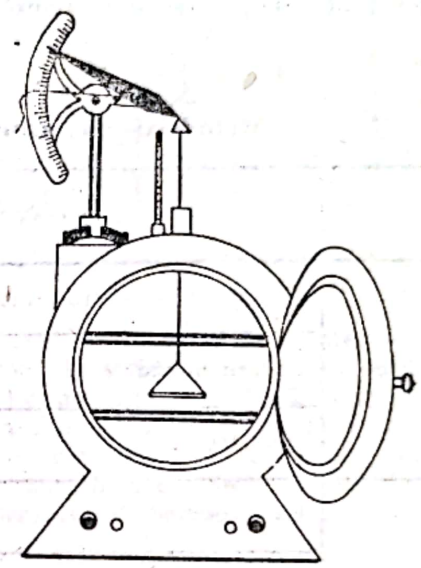


Fig. U.18. Etuvă de uscare cu dispozitiv de cîntărire.

UMPLERE. Proces de introducere a încărcăturii proaspete în cilindrii motorului cu ardere internă. (v. Admisie; Grad de umplere; Schimbare a gazelor)

UNDĂ. Perturbație a mediului, determinată de o diferență de temperatură, presiune, densitate, viteză, concentrație etc., care se propagă pînă la anularea gradientului corespunzător.

U. termică corespunde procesului de transmitere a căldurii prin conducție în corpurile solide, lichide sau gazoase. La corpurile solide nemetalice, conducția termică se realizează prin vibrația termică a rețelei cristaline, care poate fi considerată ca o suprapunere de **u.** acustice elastice. Dacă un cristal prezintă două fețe la temperaturi diferite, energia termică este transferată prin fotoni de la fața caldă la cea rece prin radiație acustică. Conceptul de foton în conducția termică este analog celui de foton din teoria radiației electromagnetice. La corpurile solide metalice și semiconductoare, conducția termică se realizează cu ajutorul fotonilor și al electronilor liberi (de valență). La corpurile lichide și gazoase, conducția termică

Scanned with OKEN Scanner

se datorează ciocnirilor elastice între molecule sau atomi și electronii liberi.

UNGHI DE EVAZARE. Unghiul geometric între axa medie a profilelor turbinelor și axul orizontal principal [v. Evazare].

UNITATE DE MĂSURĂ. Cantitate în funcție de care se exprimă valoarea mărimilor de aceeași natură. **U. de m.** se pot utiliza la alcătuirea sistemelor de unități de măsură și sînt de două feluri:

— fundamentale, pe care se bazează un anumit sistem de **u. de m.** De exemplu, pentru sistemul internațional unitățile fundamentale sînt metrul (unitate de lungime), kilogramul (unitate de masă) și secunda (unitate de timp);

— derivate, care fac parte dintr-un anumit sistem de **u. de m.** și sînt deduse din unitățile fundamentale [v. Sistem internațional (de unități de măsură)].

UNSOARE CONSISTENTĂ. Produs întrebuințat fie ca lubrifiant, fie pentru protecția suprafețelor metalice împotriva coroziunii. **U.c.** este o unsoare obținută prin dispersarea unor săpunuri (săruri ale acizilor grași) în produse petroliere.

Componente principale.

— *Uleiuri.* Pot proveni din grăsimi animale, vegetale, lanolină, colofoniu, pot fi acizi naftenici sau acizi obținuți prin oxidarea hidrocarburilor solide. Uleiurile minerale folosite pentru fabricarea **u.c.** o au vîscozitate cuprinsă între 20 și 50 cSt la 50°C. Pentru **u.c** folosite la temperaturi joase, se folosesc uleiuri cu vîscozitate mică, cu punct de congelare coborît. Mult utilizate sînt uleiurile parafinice cu indice de vîscozitate mare. Se pot folosi și uleiuri sintetice: siliconi, esteri, poliolefine, hidrocarburi clorurate, polialchilenglicoli.

— *Săpunuri.* Pot fi de aluminiu, bariu, calciu, litiu, magneziu, plumb, sodiu, stronțiu, zinc, foarte rar de cadmiu, cobalt, cupru, fier sau mixte (de sodiu și calciu). Acestea, sub formă de cristalite, sînt dispersate mecanic în ulei.

— *Agenți de îngroșare*, alții decît săpunurile: hidroxizi, silicoaluminați (bentonite), silicagel, negru de fum, pigmenți ai ftalocianinei.

— *Materiale de umplutură*: oxizi metalici, carbonați, sulfuri, pulberi metalice, silicați, grafit, care au rolul de a mări stabilitatea mecanică și consistență. Grafitul are și valoare lubrifiantă, sulfura de molibden mărește consistența și, în cantități foarte mici, îmbunătățește ungerea și formează o peliculă rezistentă la temperaturi și presiuni mari.

— *Alte adaosuri*: antioxidanți, inhibitori de coroziune, substanțe pentru mărirea rezistenței filmului la coroziune.

Proprietăți. Proprietățile importante ale **u.c.** din punct de vedere al utilizării sînt următoarele:

— Rezistența mecanică. Unsorile au proprietatea de a se comporta ca un corp plastic ideal: ca solid, la tensiuni de forfecare mici și ca fluid, la tensiuni superioare. Această proprietate reflectă proprietatea unsorii de a se menține pe suprafața în mișcare, fără a se scurge. Rezistența mecanică este funcție de temperatură și valoarea sa depinde de natura și cantitatea de agent de îngroșare.

— Punctul de picurare. Indică temperatura maximă de întrebuințare a unsorii și se determină prin limita de rezistență la temperaturi înalte.

— Rezistența la presiune a peliculei. Se îmbunătățește, adăugînd compuși cu sulf, clor, fosfor, folosiți pentru uleiurile de uns.

— Rezistența la oxidare. Este o caracteristică foarte importantă. În strat subțire are loc, întărirea unsorilor. Dacă oxidarea este avansată, unsorile devin fluide și se scurg de pe suprafețele pe care trebuie să le protejeze. Prin oxidare se formează compuși corosivi, care atacă piesele metalice.

— Acțiunea corosivă asupra metalelor. Este determinată de cantitatea inițială de acizi și alcalii libere și de rezistența la oxidare a unsorii.

— Volatilitatea. Depinde de ponderea fracției de ulei cu punct de congelare scăzut, care se pierde cînd unsoarea se află în strat subțire pe suprafețe fierbinți.

— Conținutul în acizi și alcalii libere. Determină acțiunea corosivă a unsorii, stabilitatea și rezistența sa mecanică.

— Conținutul de apă. Este funcție de natura săpunului, putînd contribui atît la stabilitatea scheletului structural, cît și la înrăutățirea proprietăților.

Clasificare. Clasificarea **u.c.** se face după două criterii: după compoziție și după utilizări.

Clasificarea *după compoziție* se face în funcție de metalul săpunului. Se disting astfel unsori de: aluminiu, bariu, calciu, litiu, magneziu, plumb, sodiu, stronțiu, zinc, unsori mixte care conțin amestecuri de săpunuri cu două sau mai multe metale, unsori cu săpunuri complexe cum sînt săpunuri hidratate, acide sau în amestec cu acetați, unsori pe bază de geluri anorganice.

Unsorile de aluminiu sînt foarte rezistente la apă, fiind utilizate în locurile unde se vine în contact cu apa de mare sau ca strat de protecție. Temperatura maximă de utilizare este de 65…90°C.

Unsorile de calciu sînt utilizate pînă la temperatura maximă de 80—90°C. Fiind foarte rezistente la apă, se utilizează în locurile cu apă.

Unsorile de litiu și bariu pot fi utilizate pe interval mare de temperatură de —60…150°C. Au rezistență bună la apă și benzină, precum

Scanned with OKEN Scanner

și rezistență mecanică ridicată. Se utilizează pentru etanșări și ungere.

Unsorile de sodiu au temperaturi de utilizare pînă la 230°C, dar sînt sensibile la contactul cu apa care le spală.

Unsorile de stronțiu au rezistență termică mare, putînd fi utilizate pînă la 190°C. Prezintă stabilitate față de apă și rezistență la presiune.

Unsorile cu săpunuri mixte mai răspîndite sînt cele de sodiu și calciu. Au proprietăți asemănătoare cu cele ale unsorilor de sodiu, putîndu-se folosi pînă la 150°C.

În afara unsorilor pe bază de săpunuri, există și alte **u.c.**, mai importante fiind cele pe bază de geluri anorganice și siliconice. Cele cu silicagel au rezistență mecanică, termică și la oxidare bună, nu produc uzura pieselor metalice dacă dimensiunile particulelor de silicagel sînt de 3—5 μ, pot fi utilizate de la —50 la 230°C, dar nu sînt rezistente la apă.

Bentonitele, pentru a deveni organofile, sînt supuse unui tratament cu amine superioare. Conținutul de bentonite este de cca 10%. Prezintă rezistență la temperaturi înalte și nu produc uzură mai mare decît cele pe bază de săpun.

Unsorile siliconice se obțin prin îngroșarea uleiurilor vîscoase de dimetilpolisiloxani cu materiale de umplutură, ca: acid silicic cu grad mare de dispersie, săpunuri metalice, iar pentru utilizarea la temperaturi înalte — negru de fum. Se utilizează la temperaturi foarte înalte sau foarte joase, domeniul de utilizare fiind de la —40 la 180°C.

După utilizări, **u.c.** se clasifică în: lubrifiante, de etanșare, de protecție, de adeziune sau fricțiune.

URANIU. Element cu numărul atomic $Z=92$, care există în natură sub forma unui amestec de trei izotopi: U^{238} (99,28%), U^{235} (0,71%) și U^{234} (0,006%). Folosirea **u.** în energetica nucleară drept combustibil reprezintă principala utilizare a acestui element. U^{235} este singurul izotop natural fisionabil cu neutroni termici; alți doi izotopi fisionabili (Pu^{239} și U^{233}) se obțin în mod artificial, prin bombardarea cu neutroni (reacții de captură radiativă) a unor izotopi naturali, operație care are loc în reactoarele nucleare rapide reproducătoare, conform reacțiilor:

$$_{92}U^{238}+{}_{0}n^{1} \xrightarrow[2,3\ zile]{} {}_{94}Pu^{239}+\beta^{-};$$

$$_{90}Th^{232}+{}_{0}n^{1} \xrightarrow[27,4\ zile]{} {}_{92}U^{233}+\beta^{-}.$$

În tabelul U.3 se prezintă comparativ secțiunile eficace microscopice ale izotopilor **u.** și plutoniului 239, care exprimă probabilitatea de interacțiune a acestora cu neutronii termici la temperatura de 20°C (1 barn = $=10^{-24}$ cm^2).

Tabelul U.3

Secțiunile eficace microscopice ale unor izotopi ai uraniului pentru neutroni termici cu viteza de 2 200 m/s (la 20°C)

Izotopul	Fisiune [barn]	Captură radiativă [barn]	Absorbție totală [barn]
Uraniu — 233	527	54	581
Uraniu — 235	577	106	683
Plutoniu — 239	742	287	1 029
Uraniu — 238	—	2,71	2,71
Uraniu natural	4,2	3,5	7,7

Toți izotopii **u.** sînt α radioactivi cu următorii timpi de înjumătățire: U^{238} $t_{1/2}=4{,}51\cdot 10^9$ ani, U^{235} $t_{1/2}=7{,}13\cdot 10^8$ ani, U^{234} $t_{1/2}=2{,}48\cdot 10^8$ ani, U^{233} $t_{1/2}=1{,}62\cdot 10^5$ ani. Valorile mari sau mici ale timpului de înjumătățire explică abundența ridicată a unor izotopi naturali (U^{238}) sau dispariția unor izotopi (U^{233}), care se pot crea astăzi pe cale artificială. Resursele posibile de **u.** în lume sînt apreciate la $(11—20)10^6$ t, posibil de epuizat prin folosirea în energetica nucleară pînă în anul 2025—2050. Concentrația medie a **u.** în natură este de 4 ppm (părți pe milion), fiind mai mare decît cea a Au, Ag, Pt, Bi, Hg, Cd, Sb, Co. Spre deosebire de aceste elemente, care se găsesc și în zăcăminte cu concentrații relativ ridicate, **u.** este mult mai dispersat, astfel încît, în majoritatea zăcămintelor exploatabile, concentrația medie este de numai 0,1%.

Extracția u. din minereurile concentrate se face prin două procedee mai des folosite:

— *Extracția cu solvent* a azotatului de uranil, prin care concentratele sînt dizolvate în acid azotic; soluția obținută de azotat de uranil este purificată prin extracție cu solvenți, de obicei, cu tributilfosfat. Prin extracție, se obține o soluție de azotat de uranil suficient de pură pentru a putea fi utilizată la prepararea materialelor combustibile nucleare;

— *Volatilizarea hexafluorurii de* **u.**, prin care concentratele de U_3O_8 sînt reduse cu H_2 la UO_2, care este apoi tratat cu HF, obținîndu-se tetrafluorura de **u.**, UF_4. În continuare, se obține UF_6 care este purificată și trimisă la o uzină de difuzie gazoasă pentru separarea izotopilor de **u.** În toate etapele de preparare a **u.**, se urmărește cu atenție evitarea posibilităților de formare a masei critice. La producerea elementelor combustibile uzate, care au funcționat în reactoarele nucleare, **u.** este recuperat fie ca azotat, fie ca hexafluorură, tratamentul ulterior fiind același ca mai sus.

Scanned with OKEN Scanner

Separarea (îmbogăţirea) izotopilor u. În reactoarele nucleare cu **u.** îmbogăţit, izotopul fisionabil U^{235} se găseşte în proporţie de 1—5%, uneori mai mult. Principalele procedee de concentrare a U^{235} sînt:

a) *Metoda difuziei gazoase.* Este procedeul principal de îmbogăţire şi se bazează pe viteza diferită de difuzie printr-un perete poros a gazelor sau vaporilor cu mase moleculare diferite. Moleculele izotopului mai uşor vor difuza mai rapid decît moleculele izotopului greu, astfel încît apare o separaţie parţială a lor. Gazul trecut printr-un perete poros va fi relativ îmbogăţit în izotopul uşor, în timp ce gazul netrecut prin perete va fi mai bogat în izotopul mai greu. În separarea izotopilor de **u.** prin difuzie gazoasă, produsul gazos folosit este hexafluorura de **u.** (UF_6). Gradul de separare a izotopilor se exprimă cu ajutorul factorului de separare:

$$\alpha^* = \sqrt{\frac{M(\text{greu})}{M(\text{uşor})}} \approx 1 + \frac{\Delta M}{M},$$

unde M (greu) şi M (uşor) sînt, respectiv, masele moleculare ale izotopului greu şi uşor; $\Delta M = M(\text{greu}) - M(\text{uşor})$; M — masa moleculară medie a celor doi izotopi. Pentru amestecul de U^{238} şi U^{235} acest factor este $\alpha^* = \sqrt{352/349} = 1{,}0043$. Deoarece factorul de separare este foarte apropiat de unitate, îmbogăţirea în fiecare treaptă este foarte mică, fiind astfel necesară o cascadă de trepte (instalaţiile practice cuprind cîteva mii de trepte). Numărul cel mai mare de trepte este, în general, cerut de gradele de îmbogăţire mai ridicate; astfel, pentru îmbogăţirea produsului în U^{235} de la 50% la 90% este necesar aproximativ acelaşi număr de trepte ca între 90% şi 99%.

b) *Metoda centrifugării.* Produsul în stare gazoasă sau de vapori, conţinînd izotopi cu mase diferite, este centrifugat; forţa centrifugă produce o separare parţială, moleculele mai grele deplasîndu-se către periferie, iar moleculele mai uşoare rămînînd spre centru. În acest caz, factorul de separare este dat de relaţia:

$$\alpha^* = 1 + \frac{2\pi^2 n^2 r^2 \Delta M}{RT},$$

unde: n este turaţia centrifugii; r — raza centrifugii; ΔM — diferenţa între masele izotopilor; R — constanta produsului gazos; T — temperatura absolută.

În comparaţie cu metoda difuziei gazoase la care α^* depinde de $\Delta M/M$, în metoda centrifugării α^* depinde de ΔM, fiind avantajoasă pentru separarea izotopilor grei. Astfel, pentru **u.** la o viteză periferică de 300 m/s se obţine $\alpha^* = 1{,}0549$, mult superioară valorii $\alpha^* = 1{,}0043$. Dezavantajul metodei centrifugale îl constituie dificultăţile în construcţia centrifugelor de turaţie mare, industriale.

Metoda de separare actualmente folosită este metoda difuziei gazoase. Dezavantajul acestei metode îl reprezintă consumul foarte mare de energie electrică, în special, pentru pompare. Aceasta are repercusiuni asupra preţului de producere a combustibilului îmbogăţit. De exemplu, producerea combustibilului cu 2,5% îmbogăţire, pornind de la **u.** natural, costă tot atît de mult ca obţinerea combustibilului cu 93% îmbogăţire, pornind de la **u.** îmbogăţit la 2,5%. Acest lucru influenţează direct alegerea gradului de îmbogăţire al combustibilului pentru reactoarele nucleare energetice, respectiv economicitatea centralei nucleare.

Proprietăţile ce trebuiesc îndeplinite de combustibilii nucleari sînt următoarele: a) conductivitate termică ridicată, ceea ce asigură obţinerea unor densităţi de pntere (kW/l de zonă activă) şi puteri specifice (kW/kg de combustibil) mari şi reduce gradienţii de temperatură în combustibil; b) rezistenţă faţă de efectele radiaţiei nucleare şi grad de ardere (gradul de ardere, reprezintă cantitatea de izotop fisionabil consumat pînă la înlocuirea elementelor combustibile); c) stabilitate chimică faţă de agentul de răcire, astfel încît interacţiunea cu acesta să fie cît mai mică, în cazul defectării tecii de protecţie a elementului combustibil; d) temperatură de topire sau de schimbare a stării alotropice cît mai ridicată; e) proprietăţi fizice şi mecanice care să permită fabricarea economică a combustibilului.

U. natural sau îmbogăţit este pînă în momentul de faţă combustibilul nuclear cel mai răspîndit atît ca disponibilitate, cît şi ca folosire. El poate fi utilizat sub formă de metal pur sau aliat cu alte metale sau ca oxid, carbură sau alţi compuşi.

U. *metalic.* Combustibilul cel mai folosit în faza iniţială de dezvoltare a reactoarelor nucleare, s-a înlocuit din cauza proprietăţilor mecanice necorespunzătoare şi rezistenţei reduse la radiaţii. Una din dificultăţile legate de folosirea **u.** metalic se datoreşte existenţei a trei forme alotropice ale acestuia (α, β şi γ), aşa cum se arată în tabelul U.4. Trecerea de

Tabelul U.4

Formele alotropice ale uraniului mecanic

Proprietatea	Faza α	Faza β	Faza γ
Domeniul de stabilitate [°C]	Sub 665	665—774	774—1 132 (topire)
Densitatea [g/cm³]	19,04	18,11	17,91
Caracteristici generale	Moale şi ductil	Dur şi casant	Foarte moale

Scanned with OKEN Scanner

la starea α la β se face la o temperatură relativ scăzută (665°C), cu reducerea densității și creșterea volumului specific, ceea ce influențează negativ folosirea sa în reactoarele nucleare.

Proprietățile termice și mecanice ale **u.** metalic la 25°C sînt: conductivitatea termică 25,9 W/m·°C, rezistența la tracțiune 3 500—14 000 daN/cm², rezistența la curgere (0,2% deformare) 1 750—9 800 daN/cm², modulul de elasticitate $(1,05—1,75)10^6$ daN/cm².

U. poate fi fabricat prin mijloacele obișnuite (turnare, laminare, extrudere, forjare, matrițare, tragere și prelucrare pe mașini unelte). Deoarece **u.** metalic se oxidează ușor în aer, prelucrarea lui se face în mediu protector (săruri topite sau atmosferă de gaz inert). În scopul obținerii unei structuri dezordonate a cristalelor, ceea ce rezultă în avantaje funcționale, se folosește sinterizarea sau presarea la cald a prafului de **u.** metalic. **U.** reacționează cu aerul, apa și hidrogenul chiar la temperatura ambiantă (de exemplu, la 100°C, în timp de 20 zile, se înregistrează prin coroziune o pierdere de 1 g/cm² de suprafață de **u.**).

Iradierea **u.** produce schimbări dimensionale de două tipuri: sub 450°C apare o instabilitate dimensională fără modificări importante ale densității, datorită distorsiunii rețelei cristaline α; peste 450°C apare fenomenul de umflare a materialului (swelling), cu descreșterea densității, fenomen mai pronunțat la temperaturi și grade de ardere mai ridicate, datorită acumulării în material a produselor gazoase de fisiune (acestea se acumulează în microdepozite cu presiune ridicată, care rup rețeaua cristalină). Principalele dezavantaje ale **u.** metalic (coroziunea de către apă și fenomenul de umflare) pot fi reduse sensibil, dar nu eliminate, prin alierea cu unele metale (Cr, Mo, Nb, Zr, Al), care stabilizează fazele β sau γ.

Bioxidul de **u.** (UO_2). Este un combustibil ceramic intens folosit în reactoarele nucleare, moderate și răcite cu apă ușoară sau grea, avînd următoarele avantaje principale: stabilitate la temperaturi ridicate, rezistență la radiații, inert chimic față de apă. UO_2 este practic singurul combustibil folosit în reactoarele nucleare cu apă ușoară sau grea sub presiune (PWR, PHWR) sau în fierbere (BWR) și la noua generație de reactoare răcite cu gaze de înaltă temperatură (HTGR). UO_2 poate reține și acomoda o mare cantitate de gaze din fisiune, la grade de ardere ridicate, datorită structurii sale poroase. Principalul dezavantaj al UO_2 este conductivitatea termică redusă. Proprietățile UO_2 sînt următoarele: punctul de topire 2 800°C, densitatea 10,97 g/cm³, conductivitatea termică 4 W/m·°C (la 600°C), rezistența la rupere 700 daN/cm², modulul de elasticitate $1,76 \cdot 10^6$ daN/cm².

UO_2 este obținut prin presare la rece și sinterizare pînă la 94—96% din densitatea teoretică (restul de 4—6% din volum reprezintă pori în care se acumulează produsele gazoase de fisiune). UO_2 reacționează cu oxigenul, formîndu-se un oxid superior; nu reacționează cu apa, este puțin sensibil la iradiere.

Carbura de **u.** (UC). Este un combustibil ceramic, care prezintă interes pentru reactoarele nucleare, funcționînd la temperaturi foarte ridicate (reactoare nucleare răcite cu heliu, cu sodiu sau agenți organici). UC este stabilă la temperaturi ridicate, are o conductivitate termică mai mare decît UO_2, densitate teoretică ridicată, reacționează cu apa. Proprietățile UC sînt: punctul de topire 2 380°C, densitatea 13,63 g/cm³, conductivitatea termică 32,6 W/m·°C (la 44°C), rezistența la rupere 630 daN/cm², modulul de elasticitate $22 \cdot 10^6$ daN/cm².

USCARE. Operație prin care apa din materiale este îndepărtată cu ajutorul unui agent (aer, abur supraîncălzit, gaze de ardere), prin evaporarea sau condensarea totală sau parțială a umidității. Aerul, aburul supraîncălzit sau gazele de ardere au rolul dublu de a fi purtător, total sau parțial, de căldură necesară vaporizării umidității, precum și de a evacua vaporii de apă rezultați. Condensarea vaporilor de apă este utilizată la **u.** substanțelor aflate în stare gazoasă (ex.: aerul comprimat instrumental; v. Instalație de aer comprimat). În tabelul U.5 este prezentată clasificarea operațiilor de **u.** Aceste operații depind de starea materiei prime, precum și de condițiile impuse produsului. De exemplu, procedeele mecanice sînt utilizate la **u.** materialelor solide cu multă umiditate. **U.** gazelor se poate realiza fie prin frig (congelare și înghețare), fie prin utilizarea unor materiale higroscopice. Îndepărtarea umidității din soluții se realizează prin vaporizare.

U. este influențată de o serie de factori, dintre care se menționează: temperatura maximă admisă, durata **u.**, modul de realizare (continuu sau discontinuu); modul de legare a umidității de material etc.

După modul în care apa este legată de material se pot considera următoarele forme:

— apa legată chimic (stoechiometric), ce nu poate fi eliminată prin **u.** (ex.: apa de cristalizare în hidrații cristalini este legată prin valențe secundare $CuSO_4+5H_2O$);

— apa legată fizico-chimic, care este datorată adsorbției fizice însoțită de o reacție exotermă și osmozei, la materialele celulare cu membrane semipermeabile; în acest caz efectul termic este nul;

— apa legată structural, cu formație de geluri, uneori 99% apă și 1% substanță solidă;

Tabelul U.5

Operaţii pentru uscarea materialelor

Tipul operaţiei	Starea fizică iniţială a materiei prime		
	Solidă	Lichidă	Gazoasă
Mecanică	Sedimentare		
	Centrifugare		
	Filtrare Presare		
Fizico-chimică	Materiale higroscopice		
		Adsorbţie	
		Extracţie	Absorbţie
Termică	Uscare		Condensare (Răcire)
	Sublimare	Vaporizare Distilare Rectificare	

— apa legată mecanic prin forţele de capilaritate şi prin adeziune la suprafaţa materialului.

De obicei, materialul conţine umiditatea sub două forme: liberă şi higroscopică. Viteza de evaporare a umidităţii libere se determină după legea de evaporare la o suprafaţă liberă. Trecerea umidităţii libere din material în mediul de **u.** are loc atunci cînd presiunea vaporilor deasupra materialului umed p_m este mai mare decît presiunea lor parţială din mediul de **u.** p_e. Procesul de **u.** va decurge pînă în momentul în care presiunea vaporilor de deasupra materialului şi din mediul de **u.** devin egale. Umiditatea materialului corespunzătoare momentului cînd se stabileşte echilibrul între cele două presiuni se numeşte umiditate de echilibru W_e, umiditate care depinde de temperatura şi umiditatea relativă a agentului de **u.**

Echilibrul higroscopic al unui material este un echilibru dinamic, adică materialul poate absorbi vaporii de apă din aerul umed sau poate ceda umiditate prin evaporare în exterior, după valoarea presiunii apei de la suprafaţa materialului, comparativ cu presiunea parţială a vaporilor din agentul de **u.** În figura U.19 este prezentată diagrama de echilibru a umidităţii $W=f(\varphi)$.

Cantitatea de umiditate conţinută de material în condiţii de echilibru cu aerul umed saturat ($\varphi=100\%$) reprezintă umiditatea higroscopică maximă $W_{h\ max}$ şi caracterizează capacitatea maximă de sorbţie a corpului. Dacă umiditatea materialului este mai mare decît umiditatea higroscopică maximă, presiunea vaporilor de apă din material (inclusiv de la suprafaţa sa) p_m este egală cu presiunea vaporilor saturaţi p_s, la temperatura materialului şi nu depinde de umiditatea lui (deci, pentru $W > W_{h\ max}$; $p_m=p_s=$const.). În caz contrar ($W \lhd W_{h\ max}$), presiunea vaporilor din material p_m este mai mică decît presiunea de saturaţie p_s şi depinde de umiditatea şi temperatura materialului: $p_m=f(W,t)$. În tabelul U.6 se dau valorile umidităţii unor materiale în funcţie de umiditatea relativă a aerului φ[%].

În cazul cel mai general al procesului de **u.** se disting trei faze (perioade) reprezentate în figura U.20, în care se evidenţiază variaţia vitezei de **u.** w cu umiditatea materialului W şi timpul τ.

În prima fază a **u.**, se îndepărtează apa în stare lichidă de la suprafaţa materialului în contact cu agentul de **u.** Apa îndepărtată este, un timp, înlocuită de lichidul transportat prin porii materialului, prin capilaritate, pînă la suprafaţa liberă (punctul B sau primul punct critic). Ecuaţia care stabileşte fluxul unitar de umiditate preluat de aer este:

$$\dot{w}_I=k_p(p_s-p_v) \quad [\mathrm{kg/m^2s}]$$

Scanned with OKEN Scanner

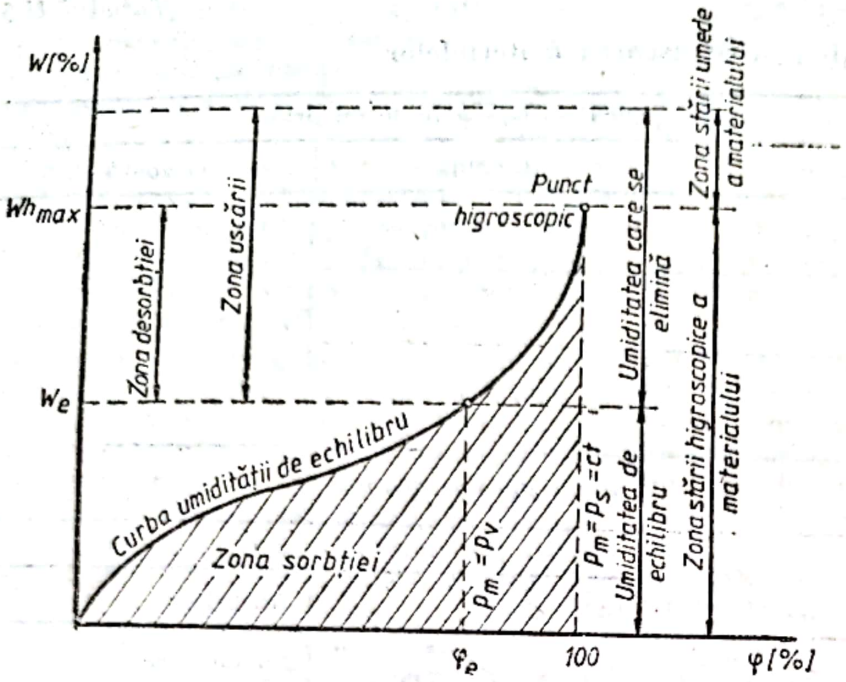


Fig. U.19. Diagrama de echilibru a umidității.

Tabelul U.6

Conținutul de umiditate al unor materiale W [%] în funcție de umiditatea aerului φ, la temperatura de 20°C

Material	φ (%)				
	40	50	60	70	100
Plăci fibrolemnoase	7,7	9,3	10,9	13	29,9
Calcar (ρ=1 300 kg/m³)	0,06	0,065	0,08	0,11	0,57
Cărămidă roșie (ρ =1 700 kg/m³)	0,055	0,07	0,1	0,16	0,53
Cărămidă silicocalcaroasă (ρ =1 780 kg/m³)	0,3	0,35	0,4	0,45	0,9
Vată minerală (ρ =150 kg/m³)	0,08	0,09	0,11	0,12	0,6
Sticlă spongioasă (ρ =375 kg/m³)	0,05	0,08	0,11	0,15	3,9
Mortar de ciment (ρ =1 800 kg/m³)	7,7	9,4	11,4	14,2	34,8
Lînă în fire	8,5—11	9,6—12,1	10,6—12,7	12—14,2	27—34
Mătase naturală	7,9	9,2	10,5	11,9	24
Bumbac brut	5,2—6,2	6,2—6,9	7,1—7,5	8,2	30

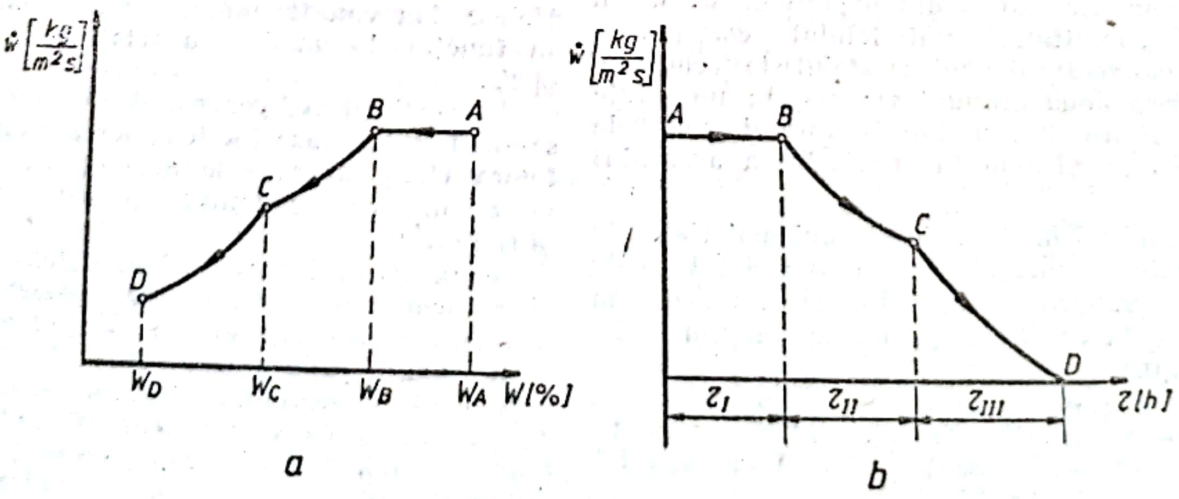


Fig. U.20 Diagrama de variație a vitezei de uscare masice $\dot{w}$ (kg/m² s) în funcție de umiditatea materialului w (*a*), respectiv de durata procesului de uscare (*b*).

sau

$$\dot{w}_I = k_c\,(x_s - x_a)\ [\mathrm{kg/m^2 s}].$$

Fluxul de căldură primit de material este utilizat pentru evaporarea umidității, deci:

$$\dot{Q} = \alpha S(t_a - t_s) = \dot{w} S r\ [\mathrm{W}],$$

de unde se obține viteza de **u.** sub forma:

$$\dot{w}_I = \frac{\dot{Q}}{S_r} = \frac{\alpha}{r}(t_a - t_s)\ [\mathrm{kg/m^2 s}]$$

în care: k_p — coeficientul de transfer de masă în raport cu presiunea [s/m]; k_c — coeficientul de transfer de masă în raport cu concentrația [kg/m²]·s; t_a, t_s — temperatura aerului, respectiv temperatura la suprafața materialului (cînd materialul nu este încălzit din interior sau prin radiație, t_s este temperatura termometrului umed) [°C]; p_s — presiunea de saturație a vaporilor de apă, la temperatura t_s [N/m²]; p_v — presiunea parțială a vaporilor de apă în aer [N/m²]; x_s, x_a — umiditatea absolută a aerului la temperatura t_s, respectiv la temperatura aerului, care se determină cu relațiile:

$$x_s = 0{,}622\,\frac{p_s}{p_B - p_s}\ ;\quad x_a = 0{,}622\,\frac{p_v}{p_B - p_v}$$

$$[\mathrm{kg \cdot vap/kg \cdot a \cdot m}],$$

S fiind suprafața materialului în contact cu aerul [m²]; r — căldura de vaporizare [J/kg vap]; α — coeficient de transfer a căldurii prin convecție [W/m²·K]. Ținînd seama de expresia fluxului unitar de umiditate preluat de aer $\dot{w}_I$, precum și de expresia umidităților absolute, x_s și x_a, rezultă legătura între coeficienții de transfer de masă k_p și k_c. Neglijînd influența presiunilor p_v și p_s, comparativ cu p_B, rezultă:

$$k_c = k_p\,\frac{p_B}{0{,}622}.$$

Pe baza datelor experimentale, pentru domenii uzuale de temperatură, la curgerea paralelă a aerului cu suprafața materialului, se utilizează relația:

$$k_p = 56(\rho w)^{0{,}8}\ [\mathrm{s/m}].$$

Durata **u.** în prima perioadă se determină din relația:

$$\tau_I = \frac{m}{k_c s}\cdot\frac{W_A - W_B}{x_s - x}\cdot\frac{1}{100}\ [\mathrm{s}],$$

în care m este masa de material supusă **u.** [kg]; iar W_A, W_B — umiditatea materialului la începutul și sfîrșitul perioadei [%].

A doua fază a **u.** Punctul B (Fig. U.20) reprezintă începutul fazei a doua în care viteza de **u.** este descrescătoare. Acest lucru se datorește faptului că în această perioadă migrația umidității de la interiorul corpului la suprafața lui nu mai poate compensa apa evaporată pe suprafața liberă a materialului. Procesul de **u.** este determinat de variația concentrației umidității și de distribuția temperaturii în material. Fluxul unitar de umiditate evaporat în această perioadă se determină cu relația:

$$\dot{w}_{II} = \frac{1}{\dfrac{1}{k_p} + \dfrac{\mu\delta_1'}{D'}R_v \cdot T}(p_s - p_v) = k_p'(p_s - p_v)\ [\mathrm{kg/m^2 s}]$$

unde

$$k_p' = \frac{1}{1/k_p + \dfrac{\mu\delta_1}{D'}R_v \cdot T}\ [\mathrm{s/m}],$$

în care: μ reprezintă factorul de rezistență la difuzie care arată de cîte ori difuzia vaporilor de apă printr-un strat de material este mai mică decît printr-un strat de aer de aceeași grosime ($\mu = 9{,}3$ la cărămidă, $\mu \approx 11$ la blocuri de beton cu $\rho = 1\,540$ kg/m³, $\mu = 1{,}6$ la vată de sticlă etc.); δ_1' — adîncimea la care se află meniscul în capilarul materialului, față de suprafața sa [mm]; R_v — constanta specifică a vaporilor de apă ($R_v = 472$ J/kg·K); D' — coeficientul de difuzie dat de expresia:

$$D' = D\,\frac{p_B}{p_B - p_m^m}$$

D fiind coeficientul de difuzie al vaporilor prin material [m²/s]; p_m^m — presiunea medie a vaporilor în material [N/m²]; p_B — presiunea barometrică, în N/m².

Durata de **u.** aferentă acestei perioade, cînd umiditatea materialului scade de la W_B la W_C, se determină cu relația:

$$\tau_{II} = \frac{m}{k_p' s}\cdot\frac{w_B - w_c}{x_s - x}\left(\ln\frac{w_B - w_c}{W_c - W_c}\right)\cdot\frac{1}{100}\ [\mathrm{s}]$$

în care: W_c, W_B, W_c reprezintă umiditatea procentuală de echilibru, la sfîrșitul fazei a I-a, respectiv la sfîrșitul fazei a II-a, în %.

A treia fază a **u.** Această fază corespunde perioadei pînă la care umiditatea în întregul material devine egală cu umiditatea de echilibru corespunzătoare condițiilor termice din uscător,

deci viteza de u. tinde către zero. Umiditatea materialului devine W_D. Viteza de u. se determină cu relaţia w_{II}, în care δ_1' devine δ, adică grosimea materialului (în situaţia în care curentul de aer este în contact cu o singură faţă), iar presiunea medie a vaporilor în material se determină pentru faza a III-a.

Durata acestei faze se determină cu relaţia:

$$\tau_{III} = \frac{4\delta^2}{D\pi^2} \ln \frac{w_c - w_e}{w_D - w_e} \text{ [s]}$$

După comportarea lor în procesul de u. materialele umede se împart în trei categorii, şi anume:

— materialele nehigroscopice, capilar poroase — materialele la care se întîlnesc numai primele două faze ale procesului de u., putînd fi uscate, teoretic, pînă la umiditatea nulă;

— materialele higroscopice capilar poroase — materialele la care se întîlnesc toate cele trei faze, procesul de u. terminîndu-se atunci cînd se atinge umiditatea de echilibru;

— materiale neporoase, care se deosebesc de celalalte materiale prin aceea că nu au pori şi, deci, în interiorul lor nu este posibilă o mişcare capilară a apei sau o difuzie a vaporilor. Umiditatea este transportată prin difuzia lichidului, datorită diferenţei de concentraţie, către suprafaţa materialului unde are loc evaporarea.

USCĂTOR. Aparat în care se realizează uscarea unui material prin reducerea umidităţii acestuia.

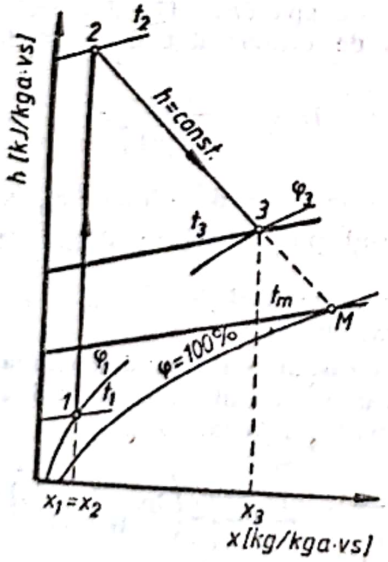


Fig. U.21. Diagrama h—x pentru uscătorul tip cameră.

În figura U.21 este prezentată schema instalaţiei de uscare cu aer iar în figura U.22 este reprezentat procesul de uscare în diagrama h-x. Materialul circulă în contracurent cu aerul

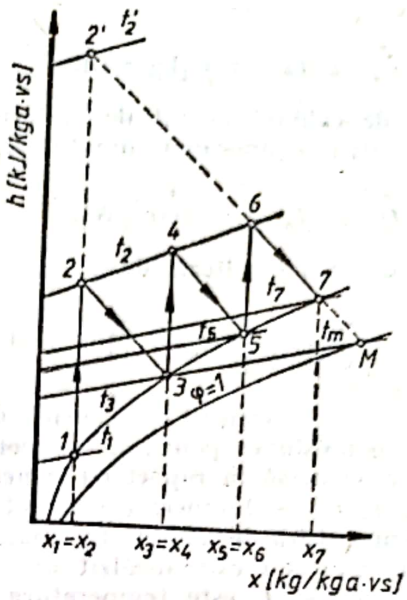


Fig. U.22. Diagrama h—x pentru uscătorul cu încălzire şi uscare în trepte.

cald. Din bilanţul de material al u. se obţine debitul specific de aer necesar:

$$l = \frac{\dot{m}_a}{\dot{\Delta w}} \times 100 = \frac{1}{x_2 - x_1} \frac{\text{[kg aer]}}{\text{kg umid.}}$$

Bilanţul termic teoretic al u. se stabileşte în ipoteza pierderilor de căldură către mediul ambiant nule, precum şi a faptului că materialul nu preia căldura în cursul procesului de uscare. Fluxul de căldură necesar este:

$$\dot{Q} = \dot{m}_a(h_1 - h_0) \text{ [W]},$$

iar consumul specific de căldură rezultă din expresia:

$$q = \frac{\dot{Q} \times 100}{\dot{\Delta w}} = l(h_1 - h_0) = \frac{h_1 - h_0}{x_2 - x_1} \left[\frac{\text{kJ,}}{\text{kg umid.}}\right]$$

în care m_a este debitul de aer uscat care circulă prin u. [kg/s], iar $\dot{\Delta w}$ — debitul de umiditate preluat de aer din material [kg/s], care se determină în funcţie de umiditatea iniţială $W_1(\%)$, respectiv cea finală $W_2(\%)$ a materialului, raportată la starea umedă:

$$\dot{\Delta w} = \dot{m}_{m1} \frac{w_1 - w_2}{100 - w_2} = m_{m2} \frac{w_1 - w_2}{100 - w_1} \text{ [kg/s]}.$$

Clasificarea u. este prezentată în tabelul U.7. Sînt descrise, în continuare, principalele tipuri de u.

U. *tip cameră* (dulap). Este constituit dintr-o încăpere în care materialul este aşezat pe ste-

Tabelul U.7

Clasificarea uscătoarelor

Criterii de clasificare	Tip
Regimuri de funcţionare	Funcţionare în şarje, regim nestaţionar Funcţionarea continuă, regim staţionar
Natura materialului	Pulbere, granule, plăci, foi, bucăţi, pînze, paste, soluţii
Sensibilitatea termică şi la oxigen a materialului	Insensibil la temperatură Sensibil la temperatură în stare umedă Sensibil la temperatură în stare uscată Insensibil la oxigen Sensibil la oxigen în stare umedă Sensibil la oxigen în stare uscată
Agentul de uscare	Aer Gaze de ardere Amestec de aer şi gaze de ardere Abur supraîncălzit
Mişcarea agentului de uscare în raport cu materialul	Echicurent Contracurent Curent încrucişat Curent mixt
Circulaţia agentului de uscare	Circulaţie naturală Circulaţie forţată
Modul de încălzire a agentului de uscare	Încălzitoare de aer încălzite cu abur Încălzitoare de aer încălzite cu gaze de ardere Amestec de aer şi gaze de ardere Încălzire electrică
Recircularea agentului de uscare	Fără recirculare Cu recirculare parţială Cu recirculare totală
Îndepărtarea umidităţii din uscător	Evacuare cu agentul de uscare Prin condensare Prin absorbţie chimică Prin adsorbţie
Modul de încălzire a materialului	Convecţie de la agentul de uscare la material Conducţie prin suprafeţe încălzite Radiaţie (uscare cu radiaţii infraroşii) Încălzire mixtă Curent de înaltă frecvenţă
Construcţia uscătorului	Cameră Tunel Cu bandă transportoare Turbină Rotativ (tubular) Cu agitare mecanică (transportor elicoidal) Pneumatic Prin pulverizare În strat fluidizat

Scanned with OKEN Scanner

laje, cărucioare sau tăvi. Aerul de uscare circulă prin stivele de material sau printre poliţele stelajelor. U. cu cameră sînt folosite pentru uscarea intermitentă (în şarje) a materialelor în cantităţi relativ mici. Ele sînt recomandate în cazurile în care se impune un regim special de uscare. După modul de încălzire şi dirijare a aerului prin u., se deosebesc următoarele tipuri de u. cu camere:

— U. cu circulaţie naturală a aerului, în care aerul circulă sub acţiunea tirajului natural, realizat de un coş. Sînt aparate simple, de capacitate mică şi randament redus. Dezavantajul principal este încălzirea neuniformă a materialului

— U. cu circulaţie forţată a aerului, în care aerul este dirijat de ventilator printr-un încălzitor. Încălzirea are loc la x=const. — procesul 1-2 din diagrama h-x (Fig. U.21), iar apoi este trecut prin materialul supus uscării, se umezeşte şi este evacuat din aparat (procesul 2-3).

— U. cu încălzire intermediară a aerului; pentru utilizarea mai eficientă a căldurii se folosesc mai multe trepte de încălzire a aerului pe parcursul trecerii prin u. În figura U.22 este prezentată diagrama h-x a procesului de încălzire şi uscare în trepte iar în figura U.23

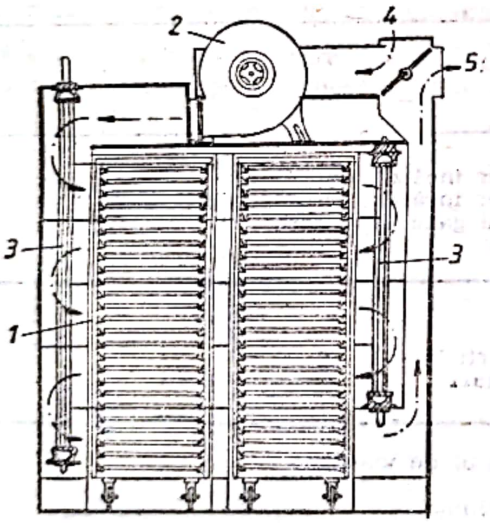
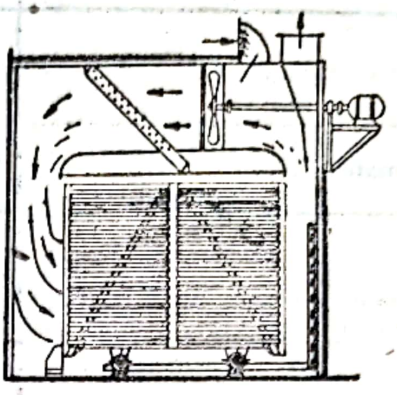


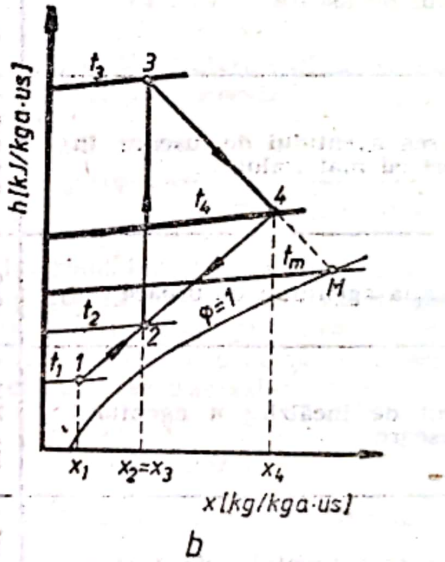
Fig. U.23. Uscător cu cameră, cu încălzire intermediară a aerului:
1 — vagonete cu materiale; *2* — ventilator; *3* — încălzitoare de aer; *4* — intrarea aerului proaspăt; *5* — ieşirea aerului.

este prezentat u. aferent. Aerul intră în u. avînd starea *1*, este încălzit uscat pînă la starea *2*, trece prin materialul supus uscării, din care iese cu starea *3*, apoi este reîncălzit în alt încălzitor ş.a.m.d. Efectul final ar fi fost acelaşi dacă aerul ar fi fost încălzit uscat pînă în puntul *2'*, corespunzător temperaturii t'_2. Încălzirea repetată este preferabilă deoarece încălzirea aerului la temperatură ridicată este mai puţin economică iar în unele situaţii poate degrada materialul supus uscării;

— U. cu recirculare a aerului (Fig. U.24), în care o parte din aerul care a trecut prin



a



b

Fig. U.24. Uscător cu recircularea parţială a aerului:
a — schema utilajului; *b* — diagrama h—x a procesului de amestecare şi uscare.

material este recirculat, amestecat cu aer proaspăt şi apoi supus procesului de încălzire. Punctul de amestec *2* rezultă din amestecarea aerului proaspăt cu starea *1*, cu aerul evacuat, avînd starea *4*. Urmează apoi aceleaşi operaţii: încălzire uscată *2-3*, respectiv umidificare a aerului în urma uscării *3-4*, ca şi în cazul u. cu circulaţie forţată.

U. *tunel*. Este constituit dintr-o cameră cu lungime mare, în care materialul aşezat pe vagonete trece cu viteză redusă. Circulaţia agentului de uscare se face fie în paralel cu materialul, fie în contracurent, fie mixt. De asemenea, se realizează şi o recirculare parţială

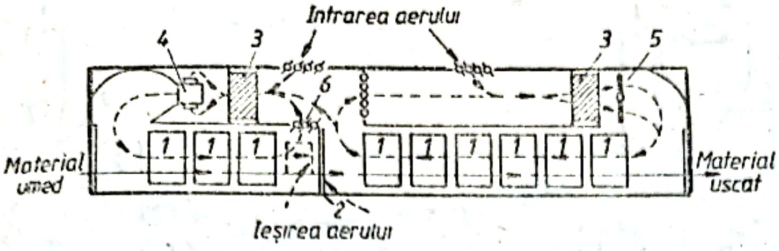


Fig. U.25. Uscător-tunel cu circulaţia aerului în curent mixt echicurent+contracurent) şi recirculaţie parţială:
1 — vagonete; *2* — perete separator mobil; *3* — încălzitoare; *4* — suflantă; *5* — ventilator axial; *6* — jaluzele.

a aerului (Fig. U.25 şi U.26). Reprezentarea proceselor din **u.** sînt prezentate în diagrama *h-x* din figura U.27. Aerul proaspăt cu starea *1* este amestecat cu aerul ieşit din **u.** cu starea *13* şi cu aerul de recirculare transversală *4*, din prima porţiune a **u.**, obţinîndu-se punctul *2*. Amestecul este încălzit pînă în starea *3*, trecut peste materialul supus uscării, de unde iese cu starea *4*. O parte din aerul care provine de la segmentul următor este recirculat şi amestecat cu aerul de stare *4*, obţinîndu-se punctul *5*. Apoi, procesul continuă în secţiunea următoare a **u.** similar cu cel din segmentul precedent.

U. *cu bandă*. Este similar ca principiu de funcţionare cu **u.** tunel. Materialul este purtat continuu în strat subţire în lungul **u.** pe una sau pe mai multe benzi transportoare (Fig. U.28).

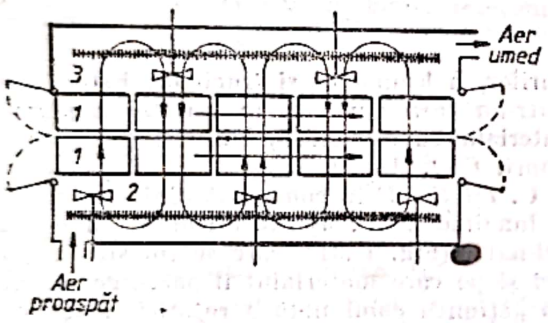


Fig. U.26. Uscător-tunel cu circulaţia aerului în echicurent şi curent încrucişat:
1 — vagonete cu material; *2* — ventilatoare pentru curenţi transversali de aer; *3* — încălzitoare de aer.

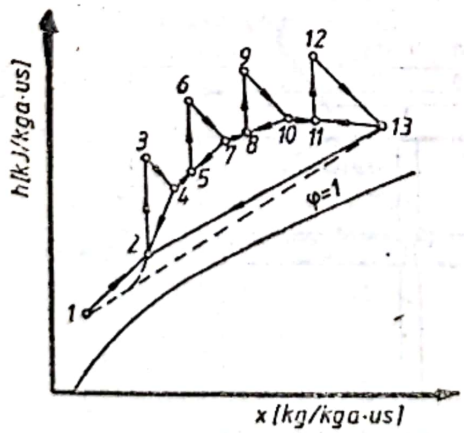


Fig. U.27. Diagrama *h—x* pentru uscătorul-tunel cu circulaţie mixtă a aerului (echicurent şi curent încrucişat), cu recirculare longitudinală a aerului.

Benzile sînt formate din plase de sîrmă sau plăci.

U. *turbină*. Este format dintr-o cameră de cărămidă sau beton, de formă cilindrică sau de prismă octogonală şi dintr-un arbore central care acţionează două sau mai multe rotoare cu palete (Fig. U.29). Materialul intră în **u.**

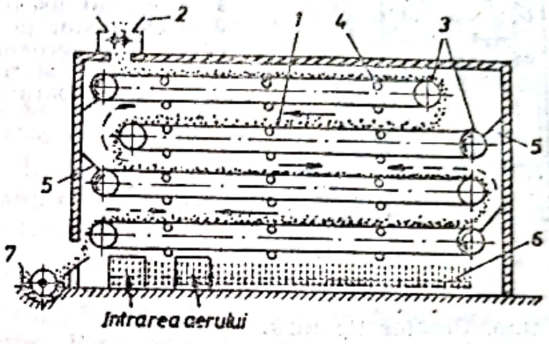


Fig. U.28. Uscător cu benzi:
1 — benzi transportoare; *2* — pîlnie de încălzire cu dozator; *3* — tamburi pentru antrenarea benzilor; *4* — role pentru susţinerea benzilor; *5* — table pentru dirijarea curentului de aer; *6* — încălzitor; *7* — transportor elicoidal.

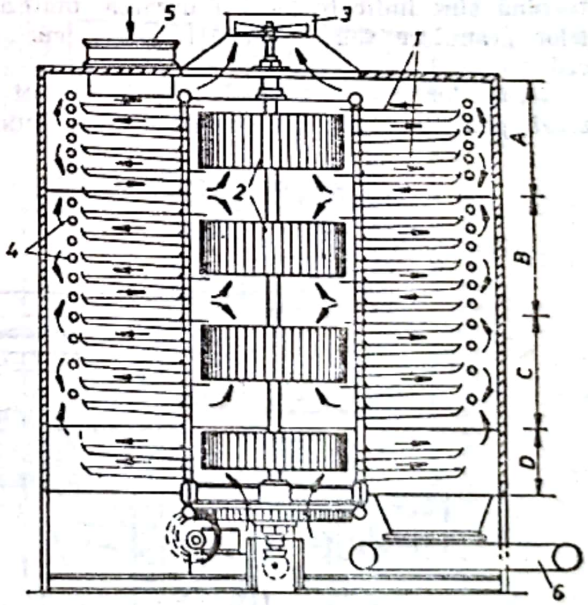


Fig. U.29. Uscător turbină (Büttner):
1 — poliţe circulare (inelare); *2* — rotoare cu palete; *3* — ventilator superior; *4* — încălzitoare laterale; *5* — pîlnie de alimentare; *6* — bandă transportoare pentru evacuarea materialului uscat; *A*, *B*, *C* — zone de uscare; *D* — zonă de răcire.

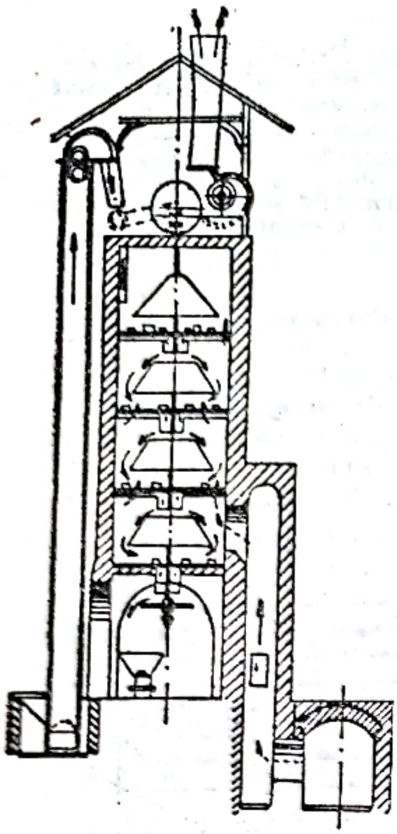


Fig. U.30. Uscător tip turn.

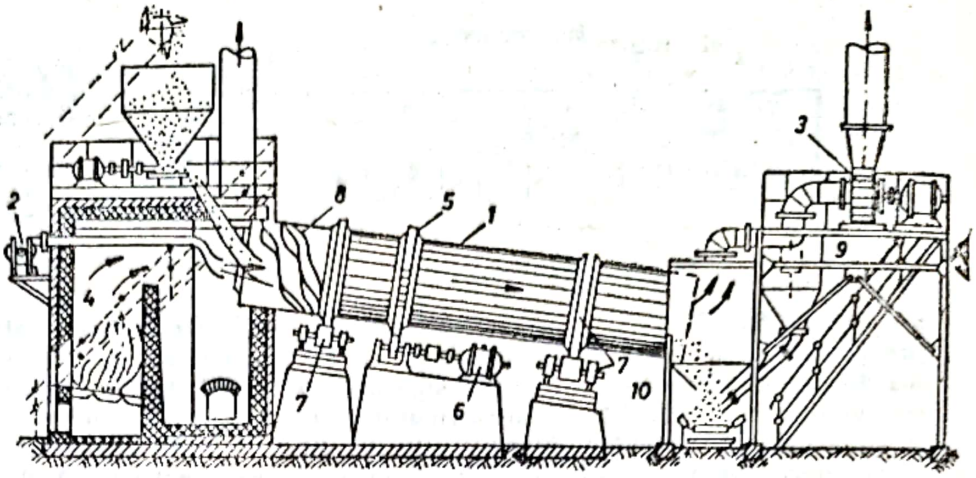


Fig. U.31. Uscător rotativ, cu circulația aerului în echicurent:
1 — corpul uscătorului; *2* — ventilator pentru introducerea aerului; *3* — exhaustor pentru evacuarea aerului; *4* — cuptor generator de gaze calde; *5* — coroană dințată pentru rotirea cilindrului; *6* — electromotor; *7* — bandaje și role de sprijin; *8* — palete elicoidale; *9* — ciclon pentru separarea prafului din gaze; *10* — bandă transportoare.

prin pîlnia de alimentare, cade pe prima poliță cu care face o rotație completă, trece pe poliția următoare ș.a.m.d., apoi cade pe banda transportoare de evacuare. Aerul trece în echicurent sau în contracurent sub acțiunea ventilatoarelor (turbinelor) centrale. U. tip turbină sînt indicate pentru uscarea materialelor granulare sau în bucăți de dimensiuni reduse.

U. *tip turn* (Sin.: Turn de uscare). Se utilizează pentru uscarea cerealelor, argilei, minereurilor, a legumelor și fructelor. Este format dintr-un turn vertical, în care se deplasează materialul supus uscării, sub acțiunea greutății proprii (Fig. U.30).

U. *rotativ*. Este constituit dintr-un cilindru cu lungime mare, așezat orizontal cu o mică înclinație (Fig. U.31), care se rotește în jurul axei și pe care materialul îl parcurge în lung, sub acțiunea combinată a rotației și înclinării cilindrului. Materialul se usucă prin contact cu aerul sau cu gazele de ardere.

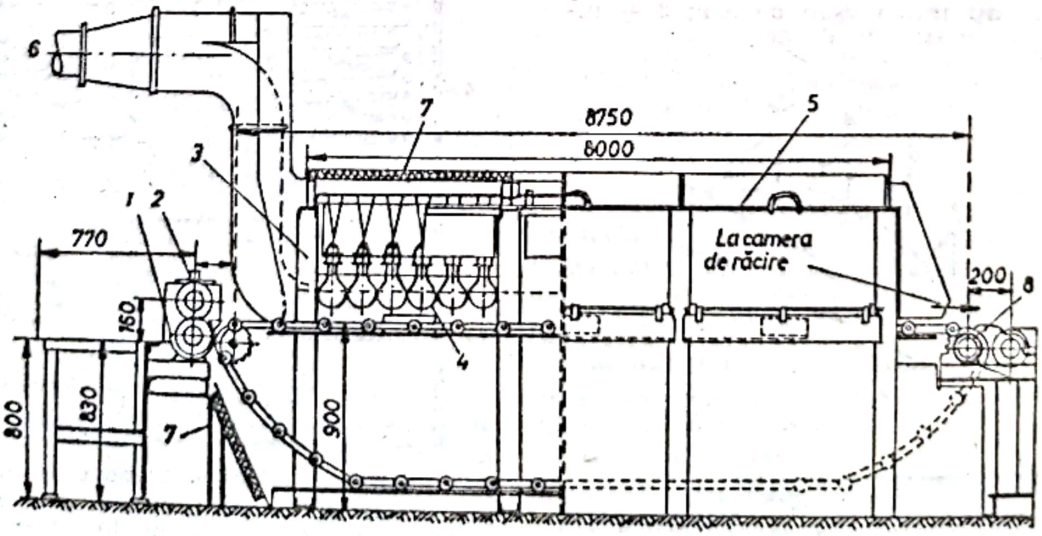


Fig. U.32. Uscător cu lămpi pentru piese lăcuite:
1 — baie de lăcuire; *2* — cilindru de lăcuire; *3* — transportor cu bandă; *4* — lămpi de uscare cu reflector; *5* — carcasa uscătorului; *6* — racord de aer pentru ventilație; *7* — izolație termică; *8* — roată de acționare a transportorului.

Scanned with OKEN Scanner

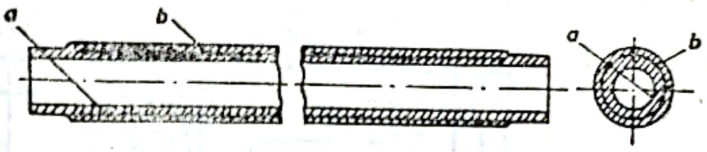


Fig. U.33. Radiant ceramic:
a — tub ceramic; *b* — rezistență de încălzire.

U. *prin radiație.* Utilizează energia radiată de lămpi (radiații infraroșii) sau radienți de tip metalic sau ceramic. În figura U.32 este prezentată schema unei instalații de uscare cu lămpi cu radiație infraroșie. Temperatura materialului supus uscării atinge 160—170°C. Radianții ceramici au forma unor bastoane. Se execută din cuarț și sînt încălziți cu ajutorul unei rezistențe de crom-nichel, montată la exterior (Fig. U.33). Temperatura radiantului ajunge la 1 100°C.

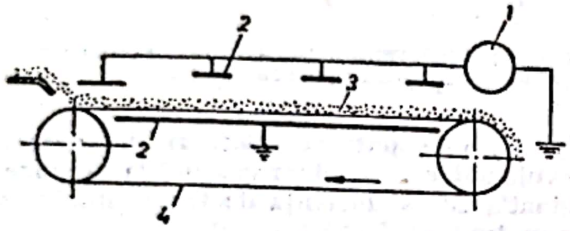


Fig. U.34. Schema unui uscător cu curenți de înaltă frecvență:
1 — generator de curent de înaltă frecvență; *2* — electrozi; *3* — material de uscat; *4* — bandă transportoare.

U. *cu curenți de înaltă frecvență.* Este constituit dintr-un generator de înaltă frecvență și o cameră de uscare, formată, în principal, din electrozii condensatorului între care se introduce materialul supus uscării (Fig. U.34). Un avantaj al acestui procedeu de uscare este acela că în zonele deja uscate pierderile dielectrice scad, deci nu apar supraîncălziri și consum inutil de energie.

UZINĂ DE GAZ. Instalație în care un combustibil solid este transformat, total sau parțial, în gaz combustibil. Rentabilitatea acestei operații depinde de costul materiei prime (cărbune de pămînt, cărbune brun, turbă, mangal, lemn etc.), de costul procedeului (ardere cu insuflare de aer și/sau abur), de conținutul de impurități (praf, cenușă, sulf, gudroane etc.), de starea materiei prime (umezeală și granulație), de randamentul procesului și de prețul gazului obținut. Procesul este, de asemenea, influențat de tendința de aglomerare a materiei prime, de felul zgurei și de punctul ei de topire.

Gazeificarea se realizează prin arderea materiei prime în prezența unui aport de aer și de vapori de apă relativ redus, dar suficient pentru o ardere incompletă (în generatoare) sau prin carbonizarea materiei prime în retorte închise. În primul caz, procesul poate fi dirijat spre o gazeificare completă sau parțială, iar în al doilea, numai spre o gazeificare incompletă.

În cazul gazeificării complete cu adaos mare de aer și vapori, ca reziduu rămîne doar cenușa și zgura, iar în cazul unei gazeificări parțiale, cărbune poros fără gaze, denumit cocs; dacă procesul s-a produs în retortă, rămîne un semicocs, care mai conține și unele produse valoroase de distilare (gudroanele).

După metoda de producere, se deosebesc: gaze de cocserie produse în siderurgie și gaze de generator sau de retortă, folosite ca gaz aerian la luminat și încălzit.

În figura U.35 este dată schema unui tip răspîndit de generator de gaze mijlociu. Acesta se compune dintr-un cazan vertical de tablă, căptușit cu material refractar și umplut pe 2/3 pînă la 3/4 din înălțime cu materia primă ce se gazeifică, de obicei cărbune de diferite feluri, turbă, lemn, etc. Alimentarea cu combustibil

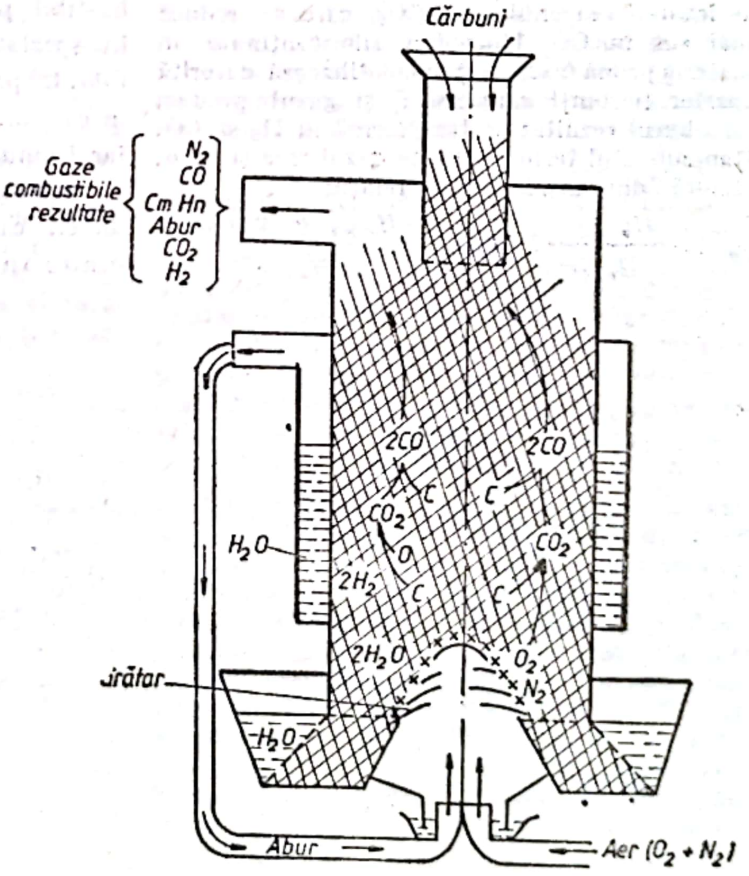


Fig. U.35. Schema unui generator de gaz.

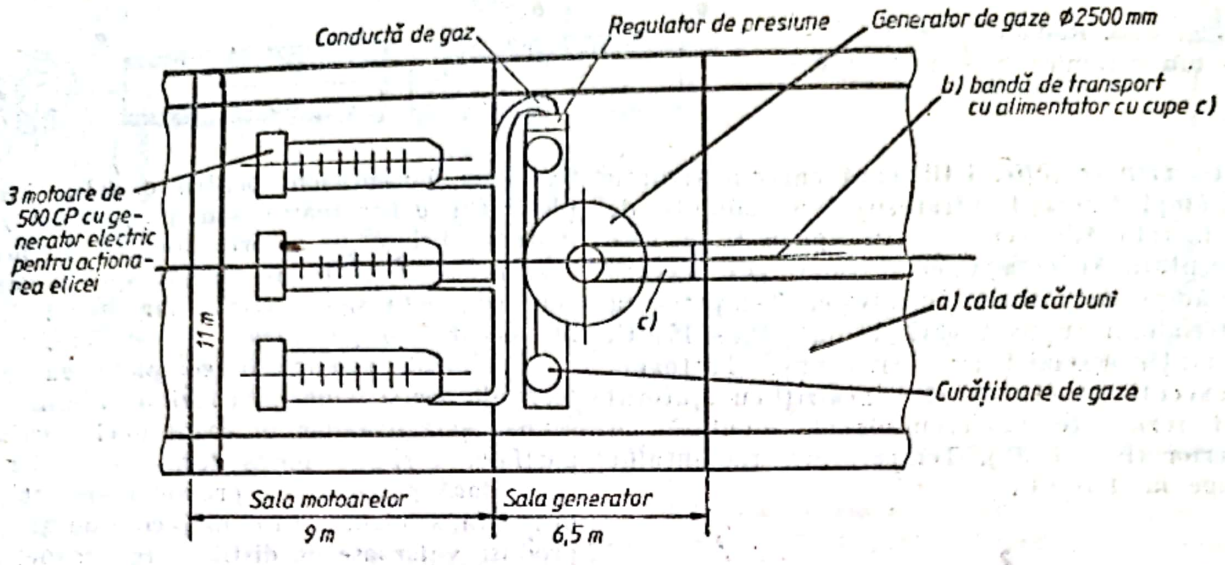


Fig. U.36. Instalație de producere a gazelor amplasată pe un remorcher (Huilă; motoare cu gaz de cîte 600 CP, 380/rot/min.; greutatea totală a instalației cca 100 t).

și ieșirea gazului produs se află la partea superioară, iar introducerea de aer și abur, la partea inferioară pe unde se elimină și zgura și cenușa. Tot în partea de jos se află și grătarul deasupra căruia are loc arderea carbonului din combustibil cu oxigenul din aer, rezultînd CO_2, care se ridică și, în contact cu cărbunele încălzit, se reduce la CO. Acest proces este însoțit de descompunerea aburului în H_2 și O și legarea oxigenului în CO_2, care se reduce mai sus în CO. Hidrocarburile conținute în materia primă (ex.: cocs) se volatilizează datorită gazelor fierbinți care usucă și gazul produs, iar aburul rezultat se transformă în H_2 și CO. Randamentul termic față de gazul rece și cald, rezultă din următoarele relații:

$$\eta_{rece} = \frac{H_{u\ gaz} \cdot v}{H_{u\ cărb}}; \quad \eta_{cald} = \frac{H_{u\ gaz} \cdot v + v \cdot c_p \Delta t}{H_{u\ cărb}},$$

unde: H_u este puterea calorifică inferioară; v — volumul; c_p — căldura specifică la presiune constantă; Δt — diferența de temperatură de la rece la cald.

Puterea calorifică a gazelor produse variază între 1 000 kcal/m^{3}N (la gazul de furnal) și 700 kcal/m^{3}N la cărbunii de pămînt (huile cu flacără lungă de Ruhr). Și lemnul este un combustibil potrivit pentru producerea de gaz, în special pentru generatoare mici, mobile, folosite pe tractoare și camioane în situațiile în care alți combustibili sînt greu de procurat, iar lemnul este disponibil.

Schema unui u. de g. cu generator și motoare diesel, care funcționează cu astfel de gaz, pentru o navă fluvială, este redată în figura U.36.

V

VACUUM (Sin.: **Vid**). Stare fizică a aerului din recipiente, care conține un număr redus de particule.

Într-un recipient cu gaz, se obține v. prin îndepărtarea unei părți din masa gazului respectiv, aceasta ducînd la micșorarea presiunii. Ca unitate de măsură a presiunii în tehnica vidului, cel mai des se utilizează torrul (mm Hg). V. într-un recipient se apreciază prin raportul dintre drumul liber mijlociu molecular (λ) și o dimensiune caracteristică a recipientului (ex.: la un recipient cilindric sau sferic se consideră diametrul cilindrului, respectiv al sferei). Se consideră v. înalt al substanței gazoase într-un recipient, cînd drumul liber mijlociu molecular este mult mai mare decît dimensiunea caracteristică a recipientului ($\lambda \gg d$). Dacă λ este de același ordin de mărime cu d, se consideră un v. mediu, iar pentru $\lambda \ll d$, un v. scăzut. În tabelul V.1 se dă lungimea medie a drumului liber molecular, în cazul aerului, pentru diferite presiuni, la temperatura de 20°C.

V. într-un recipient este realizat cu ajutorul pompelor de vid, care extrag substanțele gazoase din recipient.

Tabelul V.1

Drumul liber mediu molecular pentru aer la 20°C

Presiunea aerului [torr]	Drumul liber mediu molecular la 20°C [cm]	Numărul moleculelor într-un cm^3 [molecule/cm^3]
760	$6{,}2 \cdot 10^{-6}$	$2{,}5 \cdot 10^{19}$
1	$4{,}7 \cdot 10^{-3}$	$3{,}3 \cdot 10^{16}$
10^{-1}	$4{,}7 \cdot 10^{-2}$	$3{,}3 \cdot 10^{15}$
10^{-2}	$4{,}7 \cdot 10^{-1}$	$3{,}3 \cdot 10^{14}$
10^{-3}	4,7	$3{,}3 \cdot 10^{13}$
10^{-4}	$4{,}7 \cdot 10$	$3{,}3 \cdot 10^{12}$
10^{-5}	$4{,}7 \cdot 10^{2}$	$3{,}3 \cdot 10^{11}$
10^{-6}	$4{,}7 \cdot 10^{3}$	$3{,}3 \cdot 10^{10}$
10^{-7}	$4{,}7 \cdot 10^{4}$	$3{,}3 \cdot 10^{9}$
10^{-8}	$4{,}7 \cdot 10^{5}$	$3{,}3 \cdot 10^{8}$
10^{-9}	$4{,}7 \cdot 10^{6}$	$3{,}3 \cdot 10^{7}$

Difuzia gazelor este cu atît mai rapidă, cu cît v. este mai înalt, deoarece ciocnirile succesive dintre molecule sînt mai puțin frecvente. În condițiile v. avansat, cînd ciocnirile dintre molecule practic lipsesc, difuzia gazelor are loc aproape instantaneu.

Conductivitatea termică a gazelor la v. scăzut nu depinde de presiune, în timp ce în cazul v. înalt ea depinde direct de presiune.

În cazul v. scăzut, viscozitatea se manifestă ca o frecare internă și ea nu depinde de presiune. În condițiile v. înalt, nu poate avea loc antrenarea unui strat de substanță gazoasă de către alt strat și, deci, noțiunea de frecare internă nu mai are sens. Apare așa-numita virscozitate moleculară, care este proporțională cu presiunea.

Principalele tipuri de pompe de vid sînt: pompe mecanice rotative cu ulei, cu un debit relativ scăzut și cu presiuni limită de pînă la 10^{-4} torr; pompe cu jet de vapori, grupate în două categorii: pompe ejectoare, în domeniul presiunilor de 10^{-1}—10^{-4} torr și pompe de difuzie, în domeniul presiunilor de 10^{-4}—10^{-7}) torr; pompe de sorbție și criogenice, care reține substanțele gazoase din recipient pe suprafețe sau volume active; pompe moleculare; pompe ionice, cu presiune limită de 10^{-8} torr.

VACUUMETRU. Aparat de măsură a presiunii gazelor dintr-un recipient cînd presiunea lor este mai mică decît cea atmosferică.

În funcție de domeniul presiunilor măsurate, v. se pot grupa în următoarele tipuri principale: v. statice cu lichid, care măsoară presiuni mai mari de 10 torr; v. termice, măsurînd presiuni în intervalul 10 torr—$5 \cdot 10^{-4}$ torr; v. cu ionizare, pentru intervalul de $5 \cdot 10^{-4}$—10^{-7} torr. Pentru vidul ultraînalt, cu presiuni mai scăzute decît 10^{-7} torr, se utilizează construcții speciale de v. cu ionizare, denumite omegatroane.

V. statice cu lichid. Sînt tuburi în formă de U, cu lichid, racordate la recipientul cu gaz

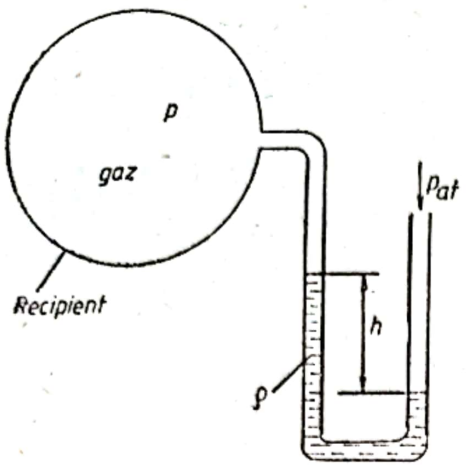


Fig. V.1. Vacuumetru cu tub U cu lichid.

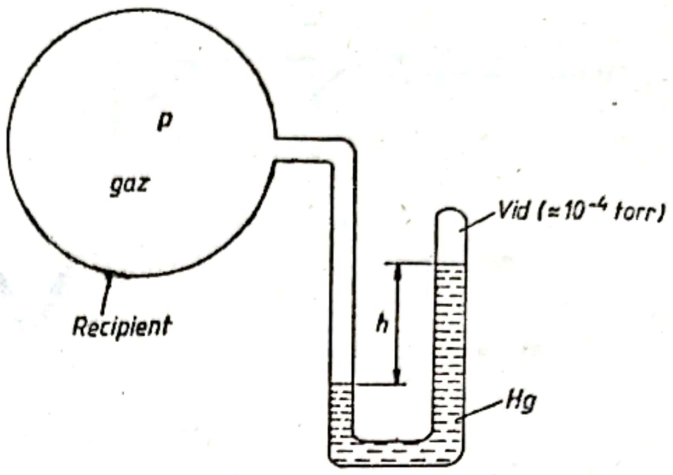


Fig. V.2. Vacuumetru cu tub barometric.

(Fig. V.1), care prin denivelarea h a lichidului măsoară presiunea relativă față de presiunea atmosferică:

$$p_0 = p_{at} - p = \rho g h = h \text{ [mm col. lichid]},$$

unde ρ este densitatea lichidului din tub.

Presiunea absolută se poate măsura cu un tub în formă de U închis la un capăt (tub barometric), umplut cu mercur, după ce s-a creat un vid de cel puțin 10^{-4} torr (Fig. V.2). În acest caz, presiunea este dată direct de diferența de nivel dintre cele două ramuri:

$$p = \rho \cdot g \cdot h = h \text{ [mm Hg]}.$$

Există și alte variante de v. statice cu lichid (v. Manometru).

V. termice. Se bazează pe dependența dintre conductivitatea termică și presiunea gazului. Cele mai frecvente tipuri sînt: v. cu punte și v. cu termocuplu.

V. termic cu punte (Fig. V.3) determină presiunea prin măsurarea rezistenței electrice a unui fir, care depinde de temperatură, iar temperatura, de capacitatea de transmitere a căldurii care, la rîndul ei, depinde de presiunea gazului. Aparatul se compune din două părți principale: lampa v. și puntea de măsurare a rezistenței. Lampa v. constă dintr-un balon prevăzut cu o conductă de racordare la recipient. În balon sînt montate fire metalice (așezate în paralel) care se încălzesc prin trecerea curentului electric. Rezistența R_1 a firului încălzit trebuie să fie realizată dintr-un material cu coeficient termic ridicat, astfel încît la variații mici ale temperaturii, valoarea rezistenței să se schimbe substanțial (ex.: wolfram, nichel, platină). Pentru un curent I_1 dat, puntea se echilibrează la presiunea atmosferică cu ajutorul rezistenței variabile R_2. Cu cît presiunea în lampa v. este mai mică, cu atît puntea se dezechilibrează mai mult, și miliampermetrul 2 indică un curent mai mare. Curentul I_1 și tensiunea dintre punctele A și B trebuie menținute constante în timpul măsurătorilor. Deoarece conductivitatea termică a gazului depinde de natura sa, aparatul trebuie calibrat pentru fiecare gaz în parte.

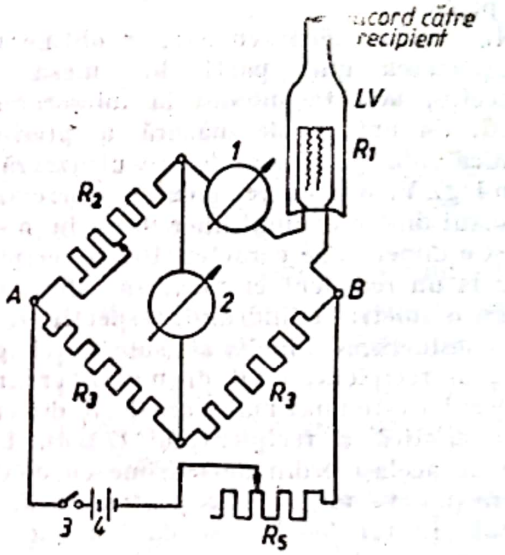


Fig. V.3. Vacuumetru termic cu punte:
1, 2 — miliampermetre; 3 — întrerupător; 4 — baterie; R1 — rezistența lămpii vacuumetrice (LV); R2, R5 — rezistențe variabile; R3, R4 — rezistențe fixe.

V. termic cu termocuplu diferă de cel cu punte prin modul de determinare a temperaturii firului încălzit, tensiunea la termocuplu depinzînd de temperatură.

V. cu ionizare. Se bazează pe fenomenul de ionizare a gazului cu ajutorul electronilor emiși de la un filament încălzit. Numărul ionilor pozitivi astfel formați depinde de densitatea gazului, deci curentul ionic este un in-

dice al presiunii gazului. Se compune dintr-o lampă și circuitul electric. Lampa v. are trei electrozi: filament, grilă și placă, care se montează într-un tub de sticlă, racordat la recipientul cu vacuum. Colectorul de ioni poate fi placa sau grila (în primul caz schema fiind mai sensibilă, iar în al doilea caz, mai stabilă). Există o dependență liniară între curentul ionic la colector și presiunea gazului din lampa v. dacă curentul de emisie este constant. V. cu ionizare trebuie calibrat. O problemă importantă la folosirea v. cu ionizare este degazarea lor. Dacă electrozii și tubul v. nu sînt bine degazați, substanțele gazoase ce se degajă din aceste piese modifică indicațiile v.

Pentru ca v. cu ionizare să fie utilizat în domeniul presiunilor mai mici de 10^{-7} torr, Bayard și Alpert au conceput o altă așezare a electrozilor în lampa de v. și au redus substanțial dimensiunile colectorului V. Bayard-Alpert și omegatroanele trebuie, de asemenea, să fie calibrate pentru fiecare substanță gazoasă în parte.

VALVĂ. Armătură care servește la oprirea sau la reglarea circulației unui fluid printr-o conductă, aparat etc., avînd ca organ principal elementul de închidere.

După destinație se clasifică în:

— Armături de închidere, care servesc la întreruperea legăturii dintre două porțiuni de conductă sau conductă și aparatul deservit. Constructiv, principalele categorii de armături de închidere sînt: robinetele cu cep, robinetele cu sertar, robinetele cu ventil. O categorie specială de armături de închidere, care izolează una sau mai multe porțiuni de conductă stabilind simultan legătura cu alte porțiuni ale acesteia, o formează armăturile de distrbuție, din care fac parte ventilele cu trei căi [v. Robinet].

— Armături de reglaj, utilizate pentru a menține la valori constante unul dintre parametrii de funcționare (presiunea, debitul, nivelul, temperatura) ai fluidelor sau pentru a pune în concordanță procesul tehnologic cu condițiile modificate de încărcare a agregatului, prin menținerea între anumite limite a unor parametri.

După natura parametrilor reglați, armăturile pot fi v. de reglaj: de temperatură, de presiune, de debit, de nivel și speciale.

Reglajul se realizează, în general, prin modificarea debitului fluidului ce trece prin armătură.

— Distribuitoare hidraulice, avînd rolul de a repartiza debitele de lichid pe circuitele instalației în conformitate cu ciclul de lucru al motoarelor alimentate și care se deosebesc prin:

— numărul de canale al distribuitoarelor cu sertar cilindric 2; 3; 4; 5; 8; de regulă, se execută în varianta cu 5 canale;

— schema de distribuție: prezintă o mare diversitate de soluții constructive cu două sau trei poziții de lucru;

— modul de comandă al comutării: manuală, mecanică, hidraulică, pneumatică, electrică (în curent alternativ sau continuu); electrohidraulică (cu distribuitor pilot comandat electric);

— numărul de unități de distribuție asociate: individuale, multiple în construcție monobloc, multiple în construcție baterie cu asocierea directă a secțiunilor, multiple în construcție baterie cu asocierea secțiunilor cu ajutorul unor diafragme;

— construcția organului mobil: distribuitor cu sertar de translație (cea mai răspîndită soluție); distribuitor cu sertare pentru debite foarte mari (peste 200 l/min); distribuitor cu robinet de rotație cu comandă manuală și debite mici.

— Supape de presiune, cu rolul de limitare a presiunii din circuitele deservite sau de realizare a succesiunii automate a fazelor din ciclul de lucru al instalației. Se clasifică după:

— circuitul presiunii reglate: supape normal-închise și supape normal-deschise;

— modul de comandă: supape cu comandă directă; supape cu comandă pilotată pentru puteri mari sau pentru realizarea unor caracteristici statice superioare;

— tipul contactului hidraulic: supape cu închidere cilindrică; supape cu închidere conică;

— Supape de debit (rezistențe hidraulice), cu rolul de reglaj al debitului pe circuitele de lucru prin crearea unor pierderi de presiune locale sau liniare și pot fi: drosere și regulatoare de debit care, pe lîngă funcția de droser, asigură menținerea constantă a valorii debitului reglat la orice variație de sarcină.

— Supape de sens, asigurînd circulația fluidului numai în anumite sensuri, putînd fi cu sens interzis nedeblocabil sau cu sens interzis deblocabil prin comandă internă, pilotare simplă sau pilotare dublă.

După modul de acționare pot fi:

— cu acțiune directă, la care organul de închidere se deplasează sub acțiunea forței generate la modificarea parametrilor supuși reglării și sînt construite cu arc, cu contragreutate sau dispozitiv pneumatic;

— cu acțiune indirectă, la care organul de închidere se deplasează sub acțiunea unor forțe exterioare generate de un servomotor electric hidraulic sau pneumatic. Pot fi cu sertar, cu ventil sau cu cep.

Mărimile caracteristice de bază care determină alegerea armăturilor sînt:

— diametrul nominal, care corespunde diametrului interior al conductelor la care se mon-

Scanned with OKEN Scanner

tează; presiunea nominală, care reprezintă presiunea maximă de funcționare a fluidului în condiții date de temperatură.

Pentru aceste mărimi caracteristice, elementele unei v. se stabilesc în cadrul următoarelor etape de calcul:

— calculul hidraulic, ce determină parametrii hidraulici ai armăturii (debitul, pierderea de presiune, secțiunile transversale de curgere etc.);

— calculul solicitărilor, care stabilește forțele și momentele necesare pentru acționare (forțe de frecare în presgarnitură, în suprafețele de etanșare, de-a lungul tijei, forțele și momentele la roata de acționare, caracteristicile arcurilor, dimensiunile membranelor, pîrghiilor, mărimile sarcinilor și repartizarea lor etc.);

— calculul de rezistență, necesar verificării condițiilor de rezistență, determinîndu-se eforturile unitare și coeficienții de siguranță pe baza calculului forțelor și momentelor.

VAN DER WAALS (Ecuația). Ecuație de stare pentru gazele reale, stabilită de către V. der W. prin aplicarea teoriei cinetico-moleculare la gazele reale, considerînd moleculele perfect sferice și elastice, cu volum propriu (covolumul moleculelor) și aflate sub acțiunea forțelor de coeziune.

Presiunea datorită mișcării termice a moleculelor se numește presiune termică și se manifestă în interiorul masei de gaz. Presiunea exercitată de molecule pe pereții vaselor (presiunea care se determină cu aparatura de măsură) este mai mică decît presiunea termică, deoarece în vecinătatea pereților forțele de coeziune au ca efect reducerea vitezelor moleculare. Diferența dintre presiunea termică (p_t) și presiunea măsurată a gazului (p) reprezintă presiunea de coeziune (p_c):

$$p_c = p_t - p,$$

Ecuația caracteristică a gazelor reale, denumită ecuația **V. der W.** s-a bazat pe ecuația Clapeyron pentru gazul perfect:

$$p^* v^* = R^* T,$$

unde: p^* reprezintă presiunea gazului fără a ține seama de efectul forțelor de coeziune ($p^* = p_t$); v^* — volumul liber pentru mișcarea moleculelor; R^* — constanta gazului real.

V. der W. a considerat că efectul forțelor de coeziune este direct proporțional cu intensitatea acestor forțe și cu numărul de molecule în unitatea de volum. Deoarece atît intensitatea forțelor de coeziune, cît și densitatea gazului sînt invers proporționale cu volumul specific al gazului, presiunea de coeziune va fi invers proporțională cu pătratul volumului specific:

$$p_c = \frac{a}{v^2} \text{ și } p^* = p_t = p + p_c = p + \frac{a}{v^2},$$

unde a este o constantă care depinde de natura gazului. Volumul liber pentru mișcarea moleculelor este:

$$v^* = v - b,$$

unde b reprezintă volumul propriu al moleculelor.

Constanta R^* are aceeași valoare ca și constanta specifică pentru gazul perfect ($R^* = R$). Se obține din relația:

$$\left(p + \frac{a}{v^2}\right)(v - b) = RT,$$

constantele a, b și R depinzînd de natura gazului.

Ecuația **V. der W.** poate fi ordonată după puterile volumului specific:

$$v^3 - \left(\frac{RT}{p} + b\right) v^2 + \frac{a}{p} v - \frac{ab}{p} = 0.$$

Dacă se consideră temperatura T ca un parametru, ecuația va avea trei rădăcini v pentru fiecare valoare dată a presiunii p.

În figura V.4 sînt reprezentate în diagrama p-v izotermele **V. der W.** Pentru temperaturi

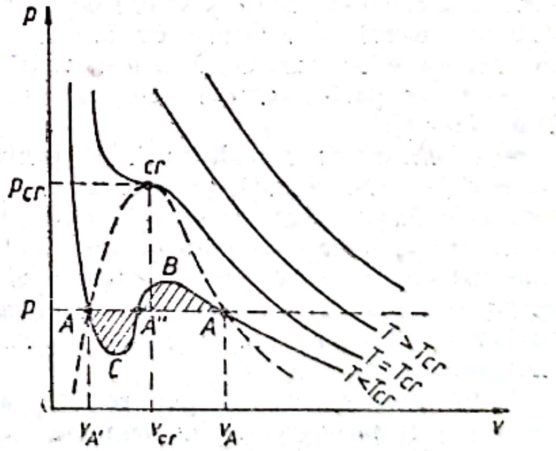


Fig. V.4. Reprezentarea curbelor izotermice Van der Waals în diagrama p—v.

mai mari decît temperatura critică a gazului ($T > T_{cr}$), ecuația admite o singură rădăcină reală pentru orice valoare a presiunii p, forma curbelor fiind asemănătoare izotermelor gazelor perfecte. Izoterma $T = T_{cr}$ are un punct de inflexiune, în care admite o rădăcină triplă pentru v. În celelalte puncte ale izotermei $T_{cr} = \text{const.}$, ecuația admite o singură rădăcină

reală. Curbele izoterme corespunzătoare temperaturilor $T < T_{cr}$ au forma curbei aBA''CA'a'. Rezolvarea ecuației duce la determinarea a trei rădăcini reale într-un anumit interval de presiuni și la o singură rădăcină reală în afara acestui interval. Dacă se compară forma curbelor izoterme **V. der W.** cu forma curbelor experimentale (izotermele Andrews) se constată că alura lor este asemănătoare în exteriorul curbelor limită (în domeniul fazei gazoase și lichide). Între curbele limită (în domeniul bifazic), izotermele **V. der W.** formează o buclă, în timp ce izotermele reale prezintă o porțiune orizontală, corespunzătoare procesului izobar-izoterm de vaporizare sau condensare. Deși diferă de alura curbelor obținute experimental, între curbele limită, izotermele **V. der W.** corespund parțial unor stări reale de echilibru termic instabil (stări metastabile): segmentul de curbă AB corespunde stărilor de vapori subrăciți (vapori la o temperatură mai mică decît temperatura de saturație), iar porțiunea AC corespunde stărilor de lichid subrăcit (lichid cu temperatură mai mare decît temperatura de saturație). În porțiunea BC nu sînt îndeplinite condițiile echilibrului termic, astfel încît stările corespunzătoare punctelor de pe segmentul de curbă BC nu pot fi realizate fizic. Dreapta care unește punctele A și A' determină două suprafețe egale: aria $A'CA''$ este egală cu aria ABA''.

Datorită ipotezelor simple, care au stat la baza stabilirii ecuației de stare **V. der W.** (fără a lua în considerare legea de distribuție a vitezelor moleculare, lungimea parcursului liber între două ciocniri, mecanismul real al ciocnirilor, structura internă a moleculelor etc.), aplicarea acestei ecuații reale poate duce la diferențe mari față de rezultatele experimentale. Din acest motiv, ecuația **V. der W.** nu este folosită pentru calcule în termodinamica tehnică.

Importanța teoretică pe care o prezintă ecuația **V. der W.** constă în faptul că redă, din punct de vedere calitativ, particularitățile de comportare ale gazelor reale și urmărește fenomenul schimbării de fază. Deosebit de important este faptul că prin aceeași ecuație caracteristică se poate exprima dependența parametrilor de stare p, v, T în domeniul vaporilor, lichidului și, în mod indirect, în domeniul stărilor bifazice.

Constantele din ecuația **V. der W.** pot fi stabilite în funcție de parametrii critici, determinați pe cale experimentală. În punctul critic, izoterma **V. der W.**, prezentînd un punct de inflexiune, corespunde condițiilor: $\left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_{cr} = \left(\frac{\partial^2 p}{\partial v^2}\right)_{cr} = 0$, conducînd la sistemul de ecuații:

$$\begin{cases} p_{cr} = \dfrac{RT_{cr}}{v_{cr}b} - \dfrac{a}{v_{cr}^2} \\ \left(\dfrac{\partial p}{\partial v}\right)_{cr} = -\dfrac{RT_{cr}}{(v_{cr}b)^2} + \dfrac{2a}{v_{cr}^3} = 0 \\ \left(\dfrac{\partial^2 p}{\partial^2 v}\right)_{cr} = \dfrac{2RT_{cr}}{(v_{cr}b)^3} - \dfrac{6a}{v_{cr}^4} = 0 \end{cases}$$

de unde rezultă:

$$a = 3p_{cr}v_{cr}^2;\ b = \frac{v_{cr}}{3};\ R = \frac{8}{3}\cdot\frac{p_{cr}v_{cr}}{T_{cr}}$$

Înlocuind aceste valori în ecuația **V. der W.** și notînd $p_r = \dfrac{p}{p_{cr}}$, $v_r = \dfrac{v}{v_{cr}}$, $T_r = \dfrac{T}{T_{cr}}$ (parametri reduși), rezultă:

$$\left(p_r + \frac{3}{v_r^2}\right)(3v_r - 1) = 8T_r.$$

Sub această formă, ecuația de stare este adimensională și nu conține nici o constantă fizică care să depindă de natura gazului, putînd fi aplicată tuturor gazelor reale. Ecuația se numește legea stărilor corespondente.

VAPORI. v. Abur

VAPORIZARE. v. Fierbere

VAPORIZATOR. v. Evaporator

VAS DE EXPANSIUNE. Rezervor montat în punctul cel mai înalt al unei instalații de încălzire cu apă caldă și care servește la preluarea diferențelor de volum la încălzirea apei, la realizarea contactului liber cu atmosfera în instalațiile cu temperatură pe conducta de ducere pînă la 95°C, precum și pentru evacuarea aerului pătruns în instalație.

V. de e. se execută din tablă sudată, protejată la interior și exterior prin vopsire, avînd formă paralelipipedică sau cilindrică, fiind închise sau deschise și montate în poziție orizontală sau verticală. Pentru instalații mai mici **v. de e.** sînt închise, iar pentru instalații mari sînt deschise, prevăzute cu capac și gură de vizitare. În principiu, un vas de expansiune pentru instalații funcționînd cu apă caldă pînă la 95°C este prevăzut cu conductele prezentate în figura V.5. Dacă H este înălțimea **v. de e.**, H_s — înălțimea de umplere și H_e — înălțimea de expansiune, atunci:

$$H_s = \frac{1}{3}H \text{ și } H_e = \frac{2}{3}H.$$

Scanned with OKEN Scanner

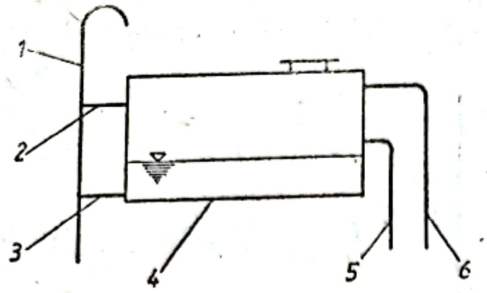


Fig. V.5. Vas de expansiune cu conductă de semnalizare:
1 — conductă de aerisire; *2* — conductă de siguranță de ducere; *3* — conductă de circulație; *4* — conductă de siguranță de întoarcere; *5* — conductă de semnalizare; *6* — conductă de preaplin.

Cîteva scheme de racordare a **v. de e.** în instalația de încălzire cu apă caldă pînă la 95°C sînt prezentate în figura V.6.

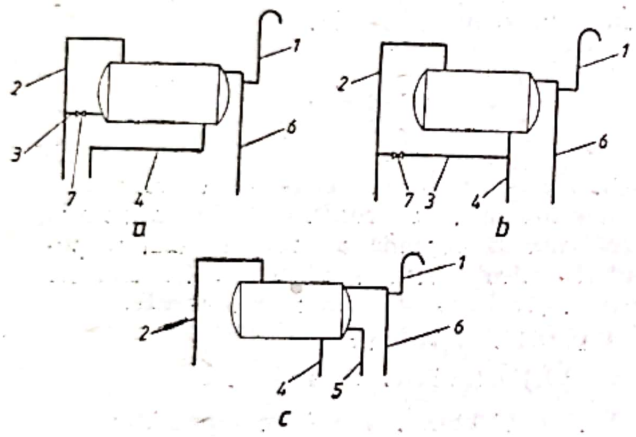


Fig. V.6. Schemă de racordare a vaselor de expansiune: *1, 2, 3, 4, 5, 6* — idem fig. V.5; *7* — ventilator de reglaj.

V. de e. se amplasează, în general, în podul clădirilor, în vecinătatea coșului de fum și se izolează cu vată minerală sau se montează într-o cutie cu capac, umplută cu rumeguș, în vederea protejării împotriva înghețului.

VELOX (Cazan). v. Cazan

VENTIL. v. Robinet

VENTILARE. Proces de împrospătare a aerului într-un spațiu limitat. **V.** industrială constă în împrospătarea continuă sau temporară a aerului viciat din încăperi închise, în care lucrează mulți oameni, sau în încăperi industriale, în care procesele tehnologice generează diferite noxe. Instalațiie de **v.** industrială servesc uneori și la menținerea temperaturii și umidității aerului încăperii la un anumit nivel, pe lîngă care sarcina principală de a alimenta încăperea cu aer proaspăt devine secundară (instalațiile de condiționare ale întreprinderilor industriale).

Aerul constituie agentul prin care se realizează toate procesele de **v.** și condiționare; ca atare, proprietățile lui influențează în mod direct, calitativ și cantitativ, fenomenele care participă la aceste procese. În tehnica **v.** și condiționării aerului, proprietățile care prezintă interes sînt cele chimice, fizice, termodinamice și igienice.

Obiectivul principal al instalațiilor de **v.** și, în special, al celor de condiționare a aerului este de a crea în interiorul încăperilor condiții de stare și o calitate a aerului independente de influențele atmosferice exterioare. Condițiile atmosferice, care prezintă interes pentru tehnica **v.** și condiționării aerului sînt: temperatura și umiditatea aerului exterior, nebulozitatea, presiunea atmosferică și vîntul. În afara acestora, radiația solară și altitudinea sînt factori exteriori a căror considerare este, de asemenea, obligatorie în calculul instalațiilor de **v.** și condiționare.

Mărimile și variațiile elementelor climatice interioare influențează asupra tipului de instalație ce trebuie adoptat, în timp ce mărimile și variațiile elementelor meteorologice servesc, în măsură determinantă, la alegerea și dimensionarea sistemului de reglaj al instalației respective.

Tehnica **v.** și condiționării aerului a fost creată în scopul de a se asigura o calitate a aerului în interiorul încăperilor, care să corespundă condițiilor de igienă și confort necesare organismului omenesc sau procesului industrial respectiv.

În cazul degajărilor de noxe poluante, punctul de plecare pentru stabilirea concentrațiilor limită admisibile a fost constituit de constatarea că organismul uman poate să tolereze cantități mari de substanțe toxice fără pericol de îmbolnăvire, deoarece procesele fiziologice de autoapărare acționează cu intensitate mai mare decît efectele distructive ale substanțelor toxice sub anumite limite de toleranță.

Eliminarea degajărilor nocive se bazează, în exclusivitate, pe proprietatea curenților de aer de a antrena substanțele și de a le dirija sau a le limita mișcarea proprie. Cum reacția substanțelor nocive la acțiunea curenților de aer depinde, în primul rînd, de starea fizică a substanțelor, această stare a fost aleasă drept criteriu principal de clasificare. Pe baza acestui criteriu, substanțele nocive se grupează în: praful și fumul (suspensii alcătuite din particule solide); ceața (suspensii de particule lichide); vaporii și gazele (dispersii moleculare gazoase). La acestea trebuie adăugați și factorii de viciere a aerului; mirosul, proprietate specifică a substanțelor în stare de gaze sau vaporii; bacteriile (microorganisme suspendate independent în aer sau atașate de particule solide sau lichide); substanțele radioactive

(sub formă de praf, fum, ceață, vapori sau gaze cu caracteristici radiante specifice); polenul, alcătuit din particule organice emise de plante; vaporii de apă, rezultați din evaporarea apei de pe suprafețele libere de lichid sau de pe suprafețele solide umede; căldura, care, cu toate că este o formă de schimb de energie cu exteriorul și nu se încadrează în mecanismul fizic de generare și împrăștieri în spațiu a materiei sub formele enumerate mai înainte, este, totuși, inclusă în această clasificare, deoarece constituie nu numai un factor independent de viciere a aerului, dar contribuie în mod determinant la caracterul acțiunii de viciere a celorlalte substanțe nocive.

Fumul, ceața și praful fin sînt ansambluri de particule fie solide, fie lichide suspendate în aer și constituie, la un loc, o categorie denumită *aerosoli*. Pentru tehnica v. prezintă interes faptul că legile de comportare ale aerosolilor la acțiunea imprimată de aerul în mișcare sînt aceleași atît pentru faza solidă, cît și pentru cea lichidă a materiei în particule care formează aerosolul. O categorie de substanțe care poate fi sau nu nocivă sînt gazele, vaporii și praful cu proprietăți inflamabile și explozive.

Gazele și vaporii nocivi sînt dispersate molecular și amestecate intim cu molecule de aer. Vaporii nocivi pot fi eliminați din aer prin condensare, în timp ce în cazul gazelor, acest procedeu de eliminare este dificil și neaplicabil. Dintre proprietățile gazelor și vaporilor nocivi, cele care prezintă interes în tehnica v. sînt legate de efectele pe care le au asupra organismului omenesc (efecte toxice, iritante, olfactive etc.), de pericolul de aprindere și explozie (punct de aprindere, domeniu de concentrații periculoase etc.), precum și de caracterul împrăștierii lor în spațiu.

Vaporii rezultați din evaporarea apei sau cei care pătrund direct în încăperi, măresc umiditatea relativă a aerului și, dacă se găsesc la saturație, provoacă inconveniente oamenilor, materialelor și construcțiilor. Degajările de vapori de apă pot proveni de la: suprafețele libere de apă (băi, vase deschise), suprafețele umede (pardoseală, utilaje etc.), materialele umede pare cedează apă mediului ambiant în cursul crocesului tehnologic, îmbinările neetanșe ale conductelor și armăturilor de abur, neetanșeitățile utilajelor tehnologice etc.

Mirosul în sine nu este vătămător pentru organism, în afară de senzațiile dezagreabile, dar creează reacții fiziologice ca scăderea poftei de mîncare, diminuarea consumului de apă, vomă și insomnii.

Căldura degajată în interiorul unei încăperi sau cea pătrunsă din exterior, prin elementele de construcție, prezintă un interes major în v. și condiționarea aerului, datorită influenței determinante pe care o are asupra condițiilor de confort, precum și datorită faptului că dă naștere în interiorul încăperii unor curenți de ventilație naturală, care afectează atît difuzarea substanțelor nocive, cît și modul în care se realizează distribuirea aerului de v.

Scopul final al instalației de v. sau de condiționare a aerului este de a crea în interiorul încăperilor deservite condițiile prescrise privind temperatura, umiditatea, viteza curenților de aer, mirosul, concentrația de impurități etc. Aceste condiții se realizează prin introducerea și distribuirea aerului curat, eventual, tratat, în interiorul încăperilor deservite și evacuarea lui din aceste încăperi. Rezultă că efectul urmărit de v. sau de condiționarea aerului depinde și de caracterul mișcării aerului în spațiile deservite, adică de forma și amplasarea gurilor de ventilare, de debitele de aer, vitezele, temperaturile, concentrațiile și traiectoriile curenților de aer formați de aceste guri. Efectul de v. sau de condiționare urmărit depinde, în mare măsură, și de felul în care mișcarea aerului ține seama de forma și dimensiunile încăperii deservite, de elementele de construcție care o compun, de natura proceselor care se desfășoară în interior și de poziția pe care o au oamenii față de gurile de ventilare.

În practică nu există încăpere neventilată. Oricît de etanșă ar fi construcția unei încăperi, mijloacele tehnice uzuale nu pot împiedica realizarea unui schimb natural de aer între încăpere și mediul exterior (v. naturală). Pe de altă parte, teoretic există încăperi tehnice care să nu necesite și o v. artificială. Numai dacă degajările nocive produc în încăpere o viciere a aerului care pune în primejdie sănătatea oamenilor sau desfășurarea normală a procesului tehnologic, numai atunci se impune utilizarea v. forțate. Pentru obținerea celor mai bune rezultate, prevederea și modul de funcționare a acestor sisteme trebuie să urmărească următoarele principii generale: să se reducă sau să se anuleze degajările nocive; să se acordeze construcția încăperii la necesitățile de v.: curenții de aer creați de v. să aibă o mișcare de același sens cu tendința naturală de deplasare a degajărilor nocive; aerul proaspăt trebuie introdus în zona curată, aerul viciat trebuie aspirat din zona impurificată; v. trebuie să realizeze condiții omogene de calitate a aerului în toată încăperea. În tabelul V.2 este prezentată o clasificare a sistemelor de v.

V. naturală. Se realizează sub acțiunea forțelor naturale (presiunea vîntului și tirajul). Acest sistem se întîlnește cel mai des în unele încăperi din locuințe (băi, cămări, dușuri), sau în hale industriale. Aria lui de răspîndire este mai restrînsă față de celelalte sisteme de v., găsindu-și utilizarea în cazurile în care în condițiile existenței unor degajări de căldură, vapori de apă sau gaze, nu sînt impuse condiții stricte privind debitul de aer și constanta sa.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul V.2

Clasificarea sistemelor de ventilare

Criteriul de clasificare	Tipul ventilării
1. După forţele care pun în mişcare aerul	Naturală Mecanică
2. După spaţiul din încăpere supus ventilării	Locală Generală Parţială Mixtă
3. După regimul de presiune creat	Introducerea aerului proaspăt Extragerea aerului viciat
4. După scopul urmărit	De confort Igienică Tehnologică De protecţie De avarie
5. După natura agentului nociv, care trebuie eliminat din încăpere	De eliminare a ceţii De desprăfuire De dezodorizare De sterilizare a aerului

În acest gen de instalaţii lipsesc ventilatoarele, uneori şi canalele de aer, obligatoriu fiind însă practicarea unor deschideri la partea superioară şi, respectiv, inferioară a încăperii ventilate pentru a se realiza circulaţia aerului datorată diferenţei de densitate dintre aerul rece (din partea de jos) şi aerul cald (din partea de sus), precum şi datorită presiunii exercitate de vînt. V. naturală poate fi reorganizată, în cazul aerisirii unei încăperi prin simpla deschidere a uşilor sau ferestrelor, sau organizată, cînd prin construcţii simple (deschideri, coşuri, canale etc.) se favorizează circulaţia aerului.

V. *mecanică.* Se realizează sub acţiunea unor ventilatoare şi presupune, în general, amenajări complexe, fiind necesare canale de dirijare a aerului.

V. *locală.* Acţionează numai asupra sursei de nocivitate dintr-o încăpere. În general, sistemele de v. locală se prezintă sub formă de hote de aspiraţie (Fig. V.7 şi V.8).

V. *generală.* Asigură v. întregii încăperi, putînd fi mecanică sau naturală.

V. *parţială.* Asigură v. numai a unei zone dintr-o hală cu dimensiuni mari.

V. *mixtă.* Se realizează prin aplicarea, în acelaşi timp, într-o încăpere atît a v. generale sau parţiale, cît şi a v. locale acolo unde este necesar.

V. *prin introducerea de aer proaspăt.* Creează un regim de suprapresiune în spaţiul ventilat, în timp ce **v. prin aspiraţia aerului viciat** creează un regim de depresiune în spaţiul ventilat.

V. *de confort.* Asigură condiţii de viaţă şi de muncă optime pentru persoanele din încăperea pe care o deserveşte. În general, se aplică în clădirile social-culturale, administrative, publice şi de locuinţe. Dintre aceste sisteme fac parte instalaţiile de încălzire cu aer cald, şi mai ales instalaţiile de v. a aerului, cu ajutorul cărora se creează un microclimat cu reducerea la minimum a degajărilor de căldură, umiditate, bioxid de carbon şi mirosuri.

V. *cu rol igienic.* Se aplică în încăperile cu degajări de noxe, unde se urmăreşte asigurarea purităţii aerului prin evacuarea substanţelor nocive şi înlocuirea aerului viciat cu aer proaspăt, din exterior.

V. *cu rol tehnologic.* Asigură funcţionalitatea optimă a proceselor industriale. Din această categorie fac parte: instalaţiile pentru transport pneumatic, instalaţiile de răcire cu aer, instalaţiile pentru alimentarea cu aer a arzătoarelor industriale, instalaţii pentru menţinerea în unele încăperi sau spaţii de depozitare a unor condiţii de temperatură şi umiditate

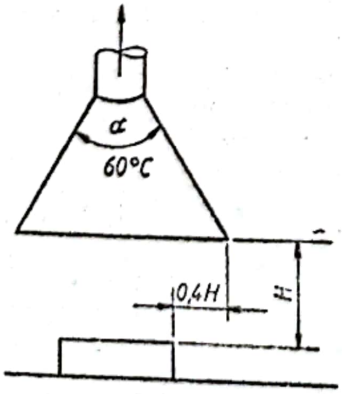


Fig. V.7. Montarea unei hote deasupra sursei de degajare de noxe.

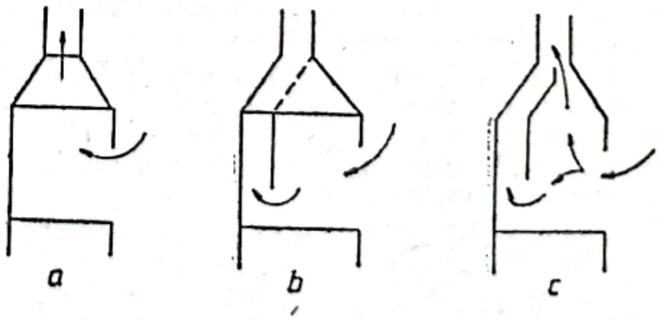


Fig. V.8. Metode de aspiraţie din nişe.

Scanned with OKEN Scanner

necesare desfășurării procesului tehnologic respectiv, cerute fie de materialele care se prelucrează sau depozitează, fie de buna funcționare a utilajelor, fie de realizarea condițiilor impuse de procesul tehnologic.

V. *de protecție.* Asigură realizarea unor condiții de natură să elimine pericolul de explozie sau de incendiu, creat de degajarea permanentă a gazelor, vaporilor sau prafului în anumite încăperi.

V. *de avarie.* Se prevede în încăperile în care pot avea loc acumulări de substanțe de explozie, inflamabile sau toxice, ca urmare a unor accidente în funcționarea utilajelor sau instalațiilor tehnologice respective.

V. *specială.* Se utilizează pentru eliminarea anumitor agenți nocivi sau pentru crearea unor condiții speciale de microclimat, avînd construcții și utilizări specifice scopului pentru care au fost construite.

După natura substanțelor nocive a căror eliminare este urmărită, unele sisteme de v. au o construcție specifică, și anume: sisteme de eliminare a ceții, de eliminare a căldurii, de dezodorizare, de sterilizare a aerului, de desprăfuire etc.

Eliminarea ceții sau a umidității din interiorul halelor necesită realizarea concomitentă a eliminării umidității formate în interior și a împiedicării formării condensului pe suprafețele reci. Principiul de funcționare este următorul: se introduce în hală o cantitate de aer uscat (vara — aer exterior netratat și iarna — aer exterior încălzit), care intrînd în mediul umed al halei se încarcă cu vaporii de apă existenți. În funcție de construcția și modul de amplasare a utilajelor care degajă vapori de apă, se poate alege unul din următoarele tipuri de instalații de v.: v. generală cu refularea aerului la partea inferioară a halei; v. generală cu refularea aerului la partea superioară a halei și dirijarea lui prin paravane; v. generală asociată cu încălzirea aerului umed prin corpuri de încălzire montate în zona tavanului; v. generală asociată cu încălzirea aerului umed prin refulare de aer în zona tavanului; v. concentrată, cu introducerea generală a aerului proaspăt și evacuarea aerului viciat prin dispozitive de aspirație locală; v. concentrată, cu introducerea generală a aerului proaspăt și cu evacuarea aerului viciat, parțial la partea superioară și parțial prin dispozitivele de aspirație locală.

În toate aceste cazuri, datorită faptului că aerul umed are o greutate specifică mai mică decît cea a aerului uscat, evacuarea aerului viciat se face la partea superioară a halelor. De obicei, se recomandă ca evacuarea aerului umed să se facă pe cale naturală, acest sistem fiind cel mai economic. În general, se preferă ca introducerea aerului uscat să se facă la partea inferioară a halei, la o înălțime de circa 1,50 m de la nivelul pardoselii. Această dispoziție favorizează crearea unei v. raționale, deoarece sensul ascendent al curenților de aer creați de gurile de refulare coincide cu tendința naturală de ridicare a aerului umed.

Sistemele de eliminare a substanțelor nocive sub formă de gaze, vapori și fum sînt, de obicei, sisteme de v. locală, mecanică, de aspirație. Acestea se folosesc la halele industriale, în cuptoarele industriale, la vetrele de forjă, în laboratoare, în locurile unde se execută operații de sudură electrică sau autogenă etc.

Aerul evacuat în atmosferă de către instalațiile de eliminare a fumului, gazelor și vaporilor viciază zonele înconjurătoare într-un grad care depinde de natura și concentrația substanțelor nocive, precum și de modul de utilizare a zonelor învecinate. Cînd substanțele nocive eliminate pot crea inconveniente, epurarea aerului devine obligatorie. Epuratoarele utilizate în instalațiile de eliminare a fumului, gazelor și vaporilor sînt, în general, de tipul cu absorbție, funcționînd pe principiul absorbției substanțelor nocive purtate de aer, de către un lichid cu care sînt aduse în contact. Lichidul absorbant este în mod obișnuit apa, dar în funcție de natura gazelor sau vaporilor care trebuie extrași din aer, acest lichid poate fi constituit din soluții de substanțe chimice neutralizante, uleiuri, solvenți organici, apă cu diferiți aditivi. Contactul dintre aerul viciat și lichidul absorbant poate fi realizat în trei moduri: prin filme de lichid, scurgîndu-se de-a lungul unor suprafețe solide spălate de aer; prin barbotarea aerului în lichid (bule de aer în masa lichidului); prin pulverizarea lichidului în aer. După felul contactului, epuratoarele cu absorbție se clasifică în:

— turnuri cu umplutură și filtre umede, în care lichidul absorbant curge prin straturi de corpuri solide cu dimensiuni mici, a căror suprafață acoperită cu un film de lichid este scăldată de curentul de aer supus epurării;

— turnuri de barbotare, în care aerul încărcat cu substanțe nocive străbate prin barbotare straturi succesive de lichid;

— turnuri și camere cu duze, cicloane Venturi și spălătoare cu jet, în care lichidul pulverizat cu particule fine se amestecă cu aerul supus epurării.

Aparatele în care substanțele separate din aer părăsesc procesul de epurare, dizolvate sau suspendate într-un lichid, poartă denumirea generală de *scrubere.*

Sisteme de dezodorizare a aerului. Se pot clasifica în trei categorii principale, după natura fenomenelor care produc dezodorizarea, și anume: sisteme de reducerea concentrației, sisteme de modificare a calității mirosului și sisteme de distrugere a mirosului.

Scanned with OKEN Scanner

Toate metodele de dezodorizare sînt caracterizate de necesitatea unei eficienţe extrem de ridicate, dezodorizarea tinzînd în prezent să devină o tehnică care să însoţească v. şi condiţionarea aerului în majoritatea situaţiilor aplicării acestora.

Astfel dezodorizarea se realizează prin sisteme de v. generală — prin adsorbţie (cu filtre cu cărbune activ), prin absorbţie (cu lichide absorbante), prin neutralizarea mirosului, prin incinerare şi prin iradiere cu raze ultraviolete.

Sisteme de desprăfuire. Degajările de praf pot avea loc de la surse variate: descărcarea, manipularea şi transportul materialelor pulverulente sau mărunţite; concasarea, măcinarea, mărunţirea, amestecarea diverselor materiale; dărăcirea, filarea, ţeserea firelor şi fibrelor; prelucrarea pieselor (aşchiere, polizare, şlefuire, laminare etc.); împreună cu gaze la topire, turnare, forjare, sudură; curăţirea materialelor (prin sablare, periere etc.). Din punct de vedere tehnic, vopsirea prin pulverizare prezintă aceleaşi probleme, cu deosebirea că aici se formează o ceaţă de picături lichide care se solidifică aproape imediat.

În afara faptului că praful provoacă o serie de boli profesionale, el pătrunde între piesele în mişcare ale maşinilor, contribuind la accelerarea uzurii acestora; unele prafuri pătrunzînd între contactele electrice ale aparaturii de pornire, comandă şi control, împiedică buna funcţionare a acestora, iar dacă sînt bune conducătoare de electricitate (de exemplu praful de cărbune şi negrul de fum) pot provoca scurtcircuite şi avarii.

Curăţirea de praf a aerului vehiculat de instalaţiile de desprăfuire, înainte de evacuarea sa în atmosferă, se realizează prin aparate denumite separatoare de praf. Clasificarea tipurilor cunoscute poate fi făcută după mai multe criterii, cum sînt: natura prafului, gradul de desprăfuire realizat, metoda de separare folosită etc. Acest din urmă criteriu este cel mai avantajos, deoarece conduce la împărţirea aparatelor în categoriile cele mai distincte. Fiecare metodă de separare se bazează pe acţiunea unei forţe care scoate particulele de praf din curentul de aer care le poartă. După natura acestor forţe, separatoarele de praf se clasifică astfel:

— camere de depunere, în care forţa gravitaţiei determină separarea particulelor grele dintr-un curent de aer cu viteză foarte redusă;

— cicloane, în care forţa de separare este constituită de forţa centrifugă ce ia naştere la introducerea tangenţială a unui curent de aer într-un corp cilindric sau conic;

— separatoare prin inerţie, în care forţa de separare este constituită de inerţia proprie a particulelor de praf;

— filtre industriale, constituind un caz special în care separarea prafului la trecerea aerului printr-un mediu filtrant este determinată de un complex de fenomene (inerţie, şoc, interceptie, difuziune etc.), printre care efectul de cernere nu deţine locul principal;

— scrubere, separatoare în care la acţiunea forţei de separare se asociază utilizarea unui lichid (de obicei, apa) în scopul umezirii prafului sau a suprafeţelor de colectare;

— filtre electrice, separatoare în care sarcinile electrostatice constituie agentul de separare;

— separatoare cu ultrasunete, în care se folosesc oscilaţiile particulelor de praf în cîmpul ultrasonor, în scopul aglomerării lor; particulele aglomerate sînt ulterior separate cu eficacitate sporită într-unul din aparatele citate mai înainte;

— precipitatoare termice, folosind forţele care iau naştere în vecinătatea corpurilor calde şi care resping particulele de praf din preajma lor către suprafeţele de depunere reci.

Din toate aceste categorii de separatoare de praf, filtrele reprezintă majoritatea aparatelor folosite în industrie pentru desprăfuirea aerului.

VENTILATOR. Maşină destinată vehiculării unui gaz printr-o reţea de conducte sau printr-o instalaţie. În general, **v.** este constituit dintr-o carcasă, în interiorul căreia se află un rotor paletat, pus în mişcare din exterior de către un motor electric.

Clasificarea **v.** este dată în tabelul V.3.

Tabelul V.3

Clasificarea ventilatoarelor

Criteriu	Tip
Presiunea realizată	Ventilatoare de joasă presiune ($p < 100$ mm H_2O) Ventilatoare de presiune medie (p=100—250 mm H_2O) Ventilatoare de presiune înaltă (p=250—1 000 mm H_2O)
Direcţia de curgere a gazului în raport cu axa rotorului	Ventilatoare radiale (curgere în direcţie perpendiculară pe axa rotorului) Ventilatoare axiale (curgere în direcţia axei rotorului)
Temperatura gazului ventilat	Ventilatoare pentru gaze reci Ventilatoare pentru gaze calde
Domeniu de utilizare	Ventilatoare de uz general Exhaustoare Ventilatoare de acoperiş Ventilatoare de geam Ventilatoare de birou

Scanned with OKEN Scanner

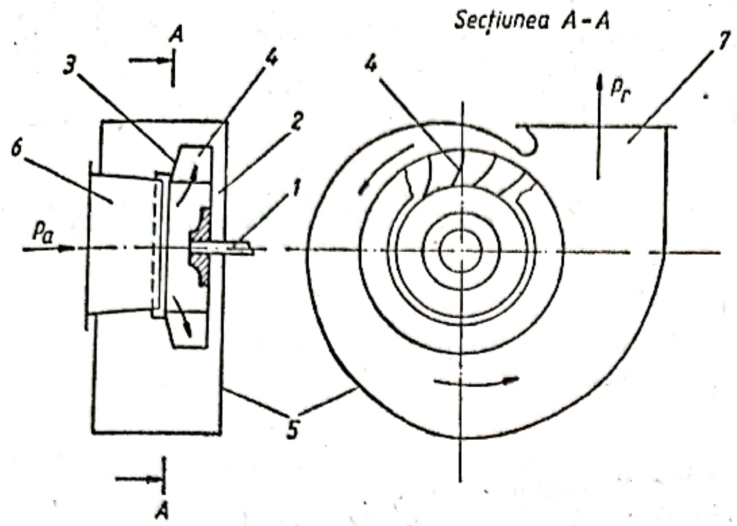


Fig. V.9. Schema unui ventilator radial monoaspirant:
1 — arbore; *2* — disc; *3* — capac; *4* — palete; *5* — carcasă; *6* — gură de aspirație; *7* — difuzor.

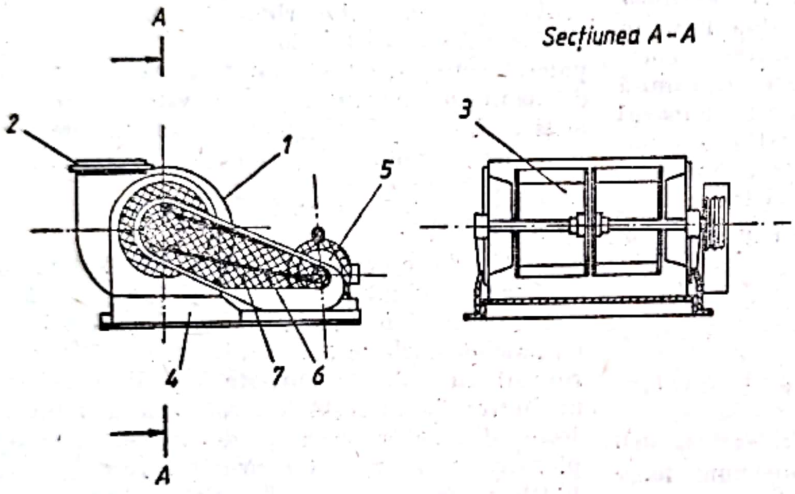


Fig. V.10. Schema unui ventilator radial dublu aspirant:
1 — carcasă; *2* — contrarama; *3* — rotor; *4* — postament; *5* — motor; *6* — curea de transmisie; *7* — apărătoare.

V. radial (Fig. V.9) este format din arborele *1*, antrenat din exterior de un motor electric, discul *2* și capacul *3*, între care sînt fixate paletele *4*. Paletele sînt asamblate la distanțe egale și pot fi drepte sau curbe, cele curbe avînd de obicei rază de curbă constantă. Rotorul se rotește în interiorul unei carcase spirale *5*, prevăzută cu o gură de aspirație *6* și un difuzor *7*. Există construcții la care aspirația este bilaterală (dublu aspirant), carcasa fiind prevăzută cu două guri de aspirație, montate de o parte și de alta a acesteia (Fig. V.10). Datorită mișcării de rotație a rotorului, gazul aflat în canalele dintre palete este comprimat și obligat să se deplaseze către periferia rotorului și apoi prin carcasa spirală și difuzor, în exterior. Concomitent, la baza rotorului se crează o depresiune care asigură intrarea gazului prin gura de aspirație și, deci, continuitatea funcționării. La trecerea prin difuzor, o parte din energia cinetică a gazului este transformată în energie potențială de presiune, care mărește astfel creșterea de presiune realizată în rotor.

Considerînd că energia cinetică la intrarea în **v.** este egală cu cea de la ieșire din **v.**, înseamnă că întreaga energie primită de gaz este folosită numai pentru comprimare. Creșterea teoretică de presiune în **v.** $\Delta p_t = p_r - p_a$ fiind relativ mică, se poate neglija variația volumului specific și ca urmare lucrul mecanic necesar comprimării unității de cantitate de gaz are expresia:

$$|l_t| = \int_a^r v\,dp = v(p_r - p_a) = v\,\Delta p_t = \frac{\Delta p_t}{\rho} \quad [\text{J/kg}]$$

Puterea teoretică necesară antrenării pentru debitul teoretic $\dot{V}_t$ (m^3/h) și pentru o creștere de presiune Δp_t (mm H_2O) este:

$$P_t = \frac{\rho \dot{V}_t |l_t|}{3{,}6 \cdot 10^6} = \frac{\dot{V}_t \cdot \Delta p_t}{3\,600 \cdot 102} \quad [\text{kW}]$$

Mișcarea gazului în canalele rotorului este compusă dintr-o mișcare de rotație cu viteza

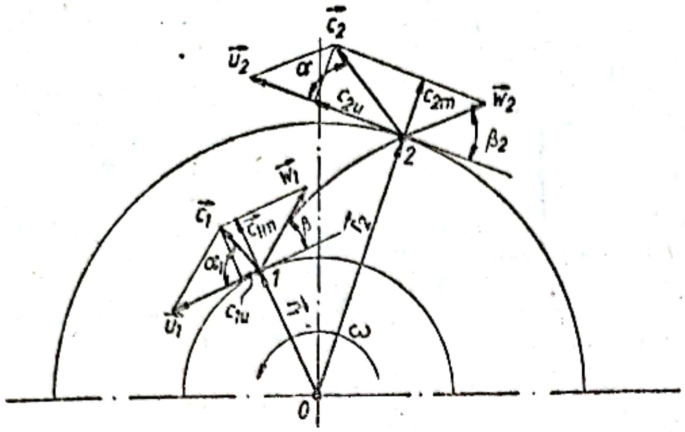


Fig. V.11. Triunghiurile de viteze la intrare și ieșire din canalele rotorului ventilatorului radial.

$\vec{u}$ corespunzătoare razei $\vec{r}$ și o mișcare în lungul canalului, cu viteza $\vec{w}$, astfel încît viteza absolută cu care se deplasează gazul este $\vec{c}=\vec{u}+\vec{w}$ (Fig. V.11). Se consideră că mașina funcționează fără pierderi, în sensul că întreaga energie consumată din exterior este transmisă gazului. De asemenea, se presupune că numărul de palete este infinit, astfel că lățimea canalului dintre palete este elementară, gazul urmărind cu fidelitate conturul paletei.

Puterea teoretică a unui v. se exprimă prin relația:

$$P_t=M\cdot\omega \text{ [W]},$$

în care $M=\dot{m}(c_{2u}\cdot r_2-c_{1w}\cdot r_1)=\rho\cdot\dot{V}_t(c_{2w}\cdot r_2-c_{1u}\cdot r_1)$,

Deci $\Delta p_t=\rho\omega(c_{2u}\cdot r_2-c_{1w}\cdot r_1)=\rho(c_{2u}\cdot u_2-c_{1u}\cdot u_1)$.

Din triunghiurile de viteze corespunzătoare intrării și ieșirii din rotor se obține:

$$w_1^2=u_1^2+c_1^2-2u_1c_1\cos\alpha_1=u_1^2+c_1^2-2u_1c_{1u}$$

$$w_2^2=u_2^2+c_2^2-2u_2c_2\cos\alpha_2=u_2^2+c_2^2-2u_2c_{2u},$$

de unde: $\Delta p_t=\rho\left(\frac{u_2^2-u_1^2}{2}+\frac{w_1^2-w_2^2}{2}+\frac{c_2^2-c_1^2}{2}\right)$ [W].

Deoarece termenul $\Delta p_\alpha=\rho\frac{c_2^2-c_1^2}{2}$ reprezintă creșterea presiunii dinamice (Δp_d) datorită creșterii energiei cinetice la trecerea gazului prin rotor, care se transformă prin frînare în energie potențială de presiune în difuzor, rezultă că primii doi termeni reprezintă creșterea de presiune statică (Δp_s) în canalele rotorului:

$$\Delta p_s=\rho\left(\frac{u_2^2-u_1^2}{2}+\frac{w_1^2-w_2^2}{2}\right).$$

Creșterea de presiune realizată (Δp_t) depinde de forma paletei. În funcție de curbura paletei în raport cu sensul de rotație, respectiv de unghiul β_2 dintre direcția vitezei relative w și direcția vitezei tangențiale u la ieșirea din rotor, paletele pot fi: curbate înapoi ($\beta_2<90°$), radiale ($\beta_2=90°$) și curbate înainte ($\beta_2>90°$), conform figurii V.12. Considerînd același rotor paletat corespunzător celor trei cazuri, în condițiile în care se menține aceeași viteză de rotație ω și același debit ($C_{2m}=$const), iar intrarea în rotor este radială ($\alpha_1=90°$; $c_{1u}=0$), rezultă.

$$\Delta p_t=\rho c_{2u}\cdot u_2=\rho u_2(u_2-C_{2m}\operatorname{ctg}\beta_2).$$

Această relație evidențiază faptul că o dată cu creșterea unghiului β_2 crește și Δp_t. Cea mai mare creștere de presiune o realizează rotorul cu paletele curbate înainte, iar cea mai mică — rotorul cu paletele curbate înapoi. Creșterea unghiului β_2 mărește viteza c_2 a gazului la ieșire din rotor, ceea ce determină creșterea pierderilor interne. Ca urmare, rotoarele cu palete curbate înainte, deși pot realiza creșteri mari de presiune, prezentînd pierderi interne importante nu sînt utilizate în practică.

Între creșterea de presiune realizată de v. și debitul acestuia există o dependență funcțională care poartă denumirea de caracteristică de debit. Forma acestei caracteristici este o curbă care prezintă un maxim (Fig. V.13). Punctul de pe curba caracteristică care corespunde unei anumite perechi de valori Δp, $\dot{V}$ se numește punct de funcționare al v. Dacă acesta se găsește pe ramura căzătoare din stînga a caracteristicii, funcționarea v. este instabilă și poate apare fenomenul de pompaj [v. P o m p a j]. Pentru o funcționare stabilă, punctul de funcționare trebuie să fie situat pe ramura din dreapta maximului curbei. Curbele caracteristice se determină experimental pentru fiecare tip de v. Deoarece diferența de presiune dintre mediul din care aspiră și, respectiv, refulează v. este neglijabilă, creșterea de presiune realizată trebuie să acopere numai pierderile din rețeaua în care funcționează v. Aceste pierderi gazodinamice, depinzînd de pătratul vitezei de curgere, sînt pro-

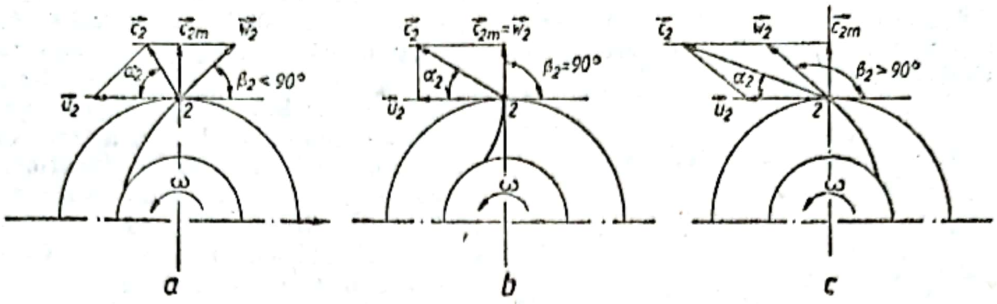


Fig. V.12. Tipuri de palete:
a — curbate înapoi; $\beta_2<90°$; b — radiale; $\beta_2=90°$; c — curbate înainte; $\beta_2>=90°$

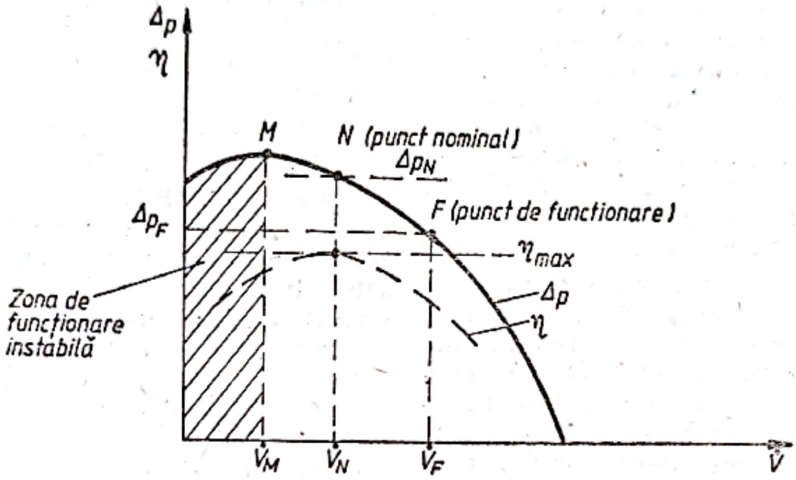


Fig. V.13. Caracteristica de debit a unui ventilator radial.

porționale cu pătratul debitului volumic vehiculat pe rețea:

$$\Delta p_{rețea} = R \cdot \dot{V}^2,$$

R fiind coeficientul de rezistență al rețelei.

Punctul de funcționare se stabilește astfel, încît să fie îndeplinită condiția:

$$\Delta p = \Delta p_{rețea}.$$

Dacă se modifică caracteristica rețelei (coeficientul R), de exemplu prin închiderea sau deschiderea unor clapete obturatoare, se modifică corespunzător și punctul de funcționare (Fig. V.14).

Debitul de gaz care trece prin rotor $\dot{V}_t$ este mai mare decît cel care intră în conducta de refulare $\dot{V}$, deoarece o parte din gaz se întoarce prin spațiile înguste dintre rotor și carcasă. Cantitatea de gaz care trece prin interstițiul dintre rotor și gura de aspirație este recirculată, iar restul se evacuează în atmosferă prin interstițiul dintre arbore și carcasă. În consecință, puterea necesară pentru a asigura un debit $\dot{V}$ [m³/h] în conducta de refulare și o creștere de presiune totală, reală Δp [mm H_2O] este:

$$P_u = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p}{3\,600 \cdot 102} \text{ [kW]}.$$

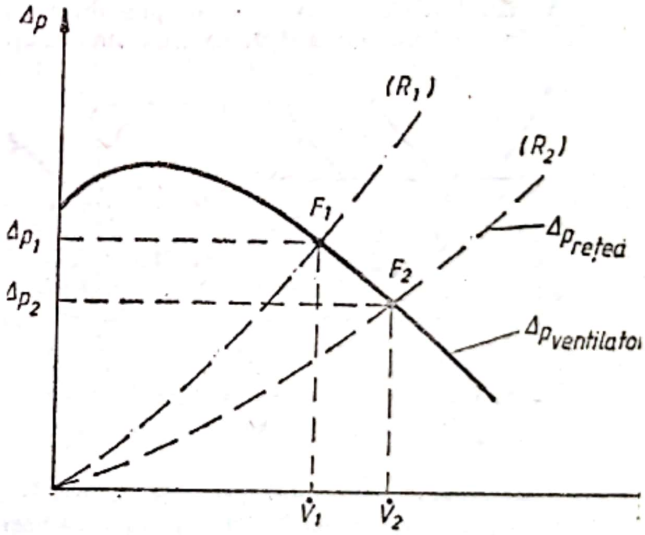


Fig. V.14. Modificarea punctului de funcționare în funcție de caracteristica rețelei.

Această putere se numește și puterea utilă a v.

Ținînd seama de consumul suplimentar de energie cerut de: acoperirea pierderilor de presiune la trecerea gazului prin v., debitul de gaz pierdut prin spațiile dintre rotor și carcasa spirală, frecarea rotorului în mediul de gaz, zonele turbionare care se formează în secțiunile de ieșire din rotor și pierderile mecanice

(frecări în lagăre etc.), puterea totală necesară antrenării v. este mai mare decît puterea utilă şi se exprimă prin relaţia:

$$P = \frac{\dot{V}\Delta p}{3\,600 \cdot 102\eta} \text{ [kW]},$$

$\dot{V}$ [m³/h]; Δp [mm H_2O]

în care η este randamentul total al v. care depinde de debitul de gaz care trece prin v. Pentru o construcţie dată, randamentul este maxim pentru un anumit debit. Punctul de funcţionare corespunzător randamentului maxim al unui v. se numeşte punct nominal de funcţionare. El este indicat, alături de caracteristica de debit, în cataloagele fabricilor. La alegerea unui v. radial trebuie avut în vedere ca punctul real de funcţionare (care depinde de caracteristica reţelei) să se situeze în apropierea punctului nominal de funcţionare.

V. *radiale* sînt cele mai utilizate v. de uz general, atît pentru gaze reci, cît şi pentru gaze calde. Ele pot fi antrenate direct, rotorul fiind montat în consolă pe arborele motorului electric, sau prin intermediul unei curele de transmisie, rotorul dispunînd în acest caz de lagăre proprii. În cazul v. destinate vehiculării gazelor fierbinţi (exhaustoare), lagărele sînt răcite cu apă.

V. *axial* (Fig. V.15) este compus dintr-un rotor format din butucul *1*, pe care sînt mon-

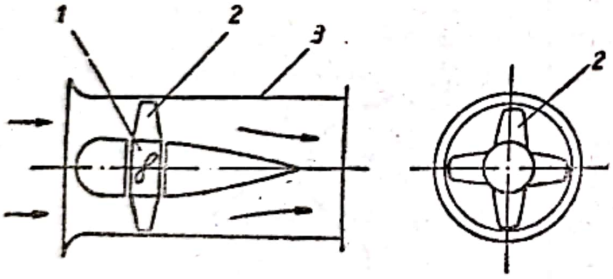


Fig. V.15. Schema unui ventilator axial:
1 — butuc; *2* — palete; *3* — carcasă.

tate paletele *2* (în mod uzual 4—8 palete). Rotorul se roteşte în interiorul unei carcase cilindrice *3*, fiind antrenat de un motor electric. Sub acţiunea paletelor, special profilate, asupra gazului se exercită o forţă aerodinamică care dă naştere unui curent de gaz care trece prin v. paralel cu axul acestuia şi, concomitent, produce creşterea presiunii, realizînd o anumită presiune totală. Unele construcţii prevăd în faţa paletelor rotorului un rînd de palete fixe, montate în carcasă, pentru a îmbunătăţi intrarea gazului în paletele rotorului, iar altele — un rînd de palete fixe situate după rotor, pentru a împiedica turbionarea curentului de gaz care iese din rotor. De asemenea, v. axiale pot fi prevăzute şi cu difuzoare la ieşirea din carcasă pentru a mări presiunea statică creată de v., prin transformarea unei părţi din presiunea dinamică. Curbele caracteristice ale v. axial permit, împreună cu caracteristica reţelei, determinarea regimului de funcţionare, ca şi în cazul v. radiale. V. axiale vehiculează debite mai mari decît v. radiale, dar creşterea de presiune realizată este mai redusă. V. axiale sînt utilizate ca v. de aeraj, fiind montate, de cele mai multe ori, direct în tubulatura de ventilare, ca v. de geam, v. de birou etc.

VENTURI (Giovanni Batista). Fizician italian (1746—1822). Lucrări de hidraulică şi optică. În 1797 a construit şi studiat ajutajele care îi poartă numele [v. Venturi (tub)].

VENTURI (Tub) v. Debitmetru.

VID. v. Vacuum.

VISCOZIMETRU. Aparat pentru determinarea viscozităţii lichidelor. Unele v. se bazează pe determinarea timpului de scurgere a lichidului prin tuburi capilare. Astfel de v. sînt: Ostwald, Ubbelhode, Hess. În figura V.16 este reprezentat v. Ostwald. Acest v. se ba-

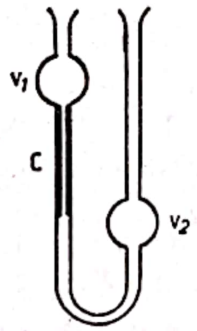


Fig. V.16. Schema vîscozimetrului tip Ostwald.

zează pe relaţia lui Poiseuille care dă volumul de lichid V ce curge printr-un capilar de lungime l şi rază interioară R sub acţiunea unei presiuni p în timpul t: $V = \frac{\pi p}{8l\eta} R^4 t$, η — vîscozitatea lichidului. Pentru a se evita evaluarea lui R şi a lui l se fac măsurători relative. Presiunea p fiind proporţională cu densitatea ρ, se poate scrie:

$$V = C\frac{\rho \cdot t}{\eta}.$$

În care C este constanta aparatului. Măsurîndu-se timpul de scurgere prin capilarul C (din vasul v_1 în vasul v_2) atît pentru lichidul de studiat, cît şi pentru lichidul de referinţă, conform legii lui Poiseuille se poate scrie relaţia:

$$\eta_x = \eta_0 \frac{\rho_x}{\rho_0}\frac{t_x}{t_0},$$

unde mărimile cu indice zero se referă la lichidul de referinţă, iar mărimile cu indice x, la lichidul de studiat.

Scanned with OKEN Scanner

Alte v. se bazează pe studiul vitezei de cădere a unei bile în lichid. Astfel de v. sînt: Valenta, Höppler. În v. Höppler se măsoară timpul în care o sferă parcurge o anumită distanţă atît într-un lichid cu viscozitate cunoscută cît şi într-un lichid cu viscozitatea necunoscută. Relaţia utilizată:

$$\frac{\eta_0}{\eta_x} = \frac{\rho - \rho_0'}{\rho - \rho_x'} \cdot \frac{t_x}{t_0},$$

În relaţie, mărimile au aceeaşi semnificaţie ca mai sus; prin ρ s-a notat densitatea bilei, iar prin ρ' — densitatea fluidului prin care se deplasează bila.

Există încă numeroase tipuri de v.: v. de torsiune Conette-Hatschet, v. speciale pentru uleiuri minerale, vegetale sau animale (Engler, Martens etc.).

VISCOZITATE (Sin.: **Frecare internă**). Fenomen ce apare la orice fluid în mişcare, datorită frecării dintre straturile de fluid care se deplasează cu viteze diferite.

Considerînd două plăci solide paralele, aflate la o distanţă mică una de alta şi situate perpendicular pe axa OZ (Fig. V.17), dacă una

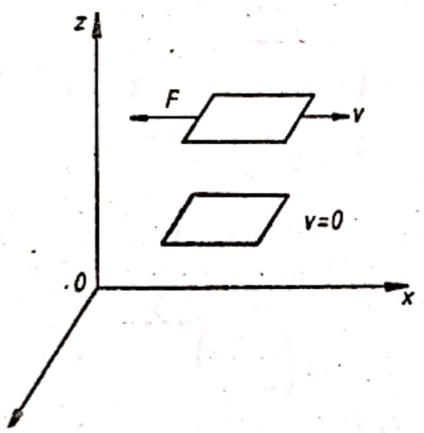


Fig. V.17. Schema mecanismului vîscozităţii.

dintre plăci este fixă, iar cealaltă mobilă, deplasîndu-se cu viteza v în direcţia OX, straturile de fluid se vor deplasa cu viteze diferite în această direcţie, în funcţie de distanţa faţă de placa mobilă. Se notează $\frac{dv}{dz}$ gradientul de viteză în direcţia OZ; acest gradient este echivalent cu gradientul de impuls $d(mv)dz$. Straturile de fluid cu viteză mai mare antrenează în mişcarea lor straturile cu viteză mai mică, iar acestea din urmă le frînează pe primele; ca rezultat, între straturi vecine de fluid acţionează forţe numite de „frecare internă".

După Newton, forţa de frecare pe unitatea de suprafaţă este proporţională cu gradientul de viteză;

$$f = -\eta(dv/dz),$$

unde η (denumit v. sau coeficient de v.) reprezintă forţa de frecare ce apare pe unitatea de suprafaţă atunci cînd viteza de deplasare a fluidului variază perpendicular pe această suprafaţă cu 1 m/s, deci cînd gradientul de viteză este egal cu unitatea. În legea lui Newton semnul minus apare datorită diferenţei de sens între forţa de frînare şi viteza de deplasare a straturilor.

La gazele reale, legea lui Newton este totdeauna respectată. În cazul anumitor lichide, pot apare abateri de la această lege, coeficientul de v. depinzînd de gradientul de viteză. Suspensiile prezintă tot o comportare nenewtoniană. Semnificaţia cinetico-moleculară pentru v. gazului este dată de relaţia:

$$\eta = 0{,}4908\rho\bar{v}\bar{l}$$

unde: $\bar{v}$ este viteza medie a moleculelor; $\bar{l}$ — drumul liber mijlociu; ρ — densitatea gazului. Prin înlocuirea semnificaţiei mărimilor din relaţie, se obţine:

$$\eta \simeq \sqrt{m' k_B T}/\sigma^2\pi^{3/2},$$

unde: m' este masa unei molecule; k_B — constanta lui Boltzmann; T — temperatura absolută; σ — diametrul molecular.

Relaţia arată că v. gazelor nu depinde de presiune dar creşte lent cu creşterea temperaturii, conform dependenţei: $\eta \sim \sqrt{T}$.

În cazul lichidelor, v. variază cu temperatura după legea lui Guzman:

$$\eta = Ae^{B/T},$$

în care A şi B sînt constante pozitive, independente de temperatură dar dependente de natura lichidului; A şi B au sensul unui factor preexponenţial al viscozităţii η_0 (v. extrapolată la $1/T \to 0$, respectiv al raportului dintre o energie de activare a viscozităţii E_η şi constanta gazelor R:

$$\eta = \eta_0 e^{E_\eta/RT}$$

În cazul lichidelor, v. creşte cu creşterea presiunii, spre deosebire de gaz, la care v. nu depinde de presiune. Această creştere este exponenţială de tipul:

$$\eta = Be^{AP},$$

unde B (viscozitatea lichidului la presiune tinzînd către 0) şi A sînt constante pozitive, depinzînd de natura lichidului şi de temperatură. În general, constanta A este relativ mică — sub 10^{-4} atm^{-1}, aşa încît se constată că la presiuni mici (sub 10 atm.), v. nu depinde de presiune; la presiuni (sub 1 000—2 000 atm.), v. depinde liniar de presiune după relaţia:

$$\eta = B(1 + Ap).$$

Scanned with OKEN Scanner

Experimental, se constată că A depinde de natura lichidului, fiind mic la substanțe cu molecule mici, cum sînt metalele și mare la substanțe cu molecule mari (uleiuri minerale și alte substanțe organice cu masa moleculară >200 g/mol, silicați, etc.).

În tehnică, se utilizează adesea **v.** *cinematică*, definită prin raportul:

$$\nu = \eta/\rho$$

Dimensiunile pentru $<\eta> = ML^{-1}T^{-1}$.

Unitatea CGS se numește poise $<\eta> = 1$ g/cm·s = 1P (poise), unitatea în SI: $<\eta> = 1$ kg/ms = 10 P.

Dimensiunile **v.** cinematice: $<\nu> = (ML^{-1}T^{-1})/(ML^{-3}) = L^2/T$. Unitatea SI a **v.** cinematice este 1 m²/s, iar unitatea CGS se numește Stokes: 1 St = 1 cm²/s = 10^{-4} m²/s.

V. η este denumită **v.** *dinamică*, în vederea diferențierii de **v.** cinematică.

Atît **v.** dinamică, cît și cea cinematică sînt funcții de stare, depinzînd de presiune, temperatură și compoziție.

În cazul soluțiilor se utilizează, adesea, pentru caracterizarea **v.** soluției mărimile: **v.** relativă η_{rel}, **v.** specifică η_{sp}, **v.** redusă η_{red}, depinzînd toate de concentrația C (ca și η) și definite prin:

$$\eta_{rel} = \eta/\eta_0$$

$$\eta_{sp} = \eta_{rel}^{-1} = (\eta - \eta_0)/\eta_0$$

$$\eta_{red} = \eta_{sp}/C = (\eta - \eta_0)/\eta_0$$

unde cu η_0 s-a notat **v.** solventului și cu η — **v.** soluției de o anumită concentrație. Funcțiile de concentrație η_{rel} și η_{sp} sînt, de obicei, crescătoare. În domeniul concentrațiilor mici, aceste funcții sînt liniare, adică η_{red} nu depinde de concentrația soluției:

$$\eta_{red} = k,$$

unde constanta k depinde de natura componenților și temperatură, dar nu de concentrația soluției (valoarea numerică a mărimii k depinde, însă, de tipul de concentrație folosit). Pentru soluții concentrate, **v.** redusă depinde, totuși, de C, iar sistemul solvent-substanță dizolvată, este definit prin **v.** intrinsecă, notată $[\eta]$ și reprezentînd **v.** redusă la diluție infinită:

$$[\eta] = \lim_{C \to 0} \eta_{red}.$$

În cazul soluțiilor de polimeri, $[\eta]$ este util la determinarea masei moleculare medii M_p a polinomului, ca și la stabilirea conformației polimerilor în soluție:

$$[\eta] = A(M_p)^B,$$

unde A și B nu depind de masa moleculară. Constanta B depinde de forma moleculelor polimere, variind de la 0 pentru forma sferică la 1 pentru forma alungită.

VITEZA MEDIE A PISTONULUI. Parametru funcțional al motoarelor cu ardere internă cu piston, definit prin acea viteză constantă cu care pistonul ar parcurge două curse succesive $2S$, în intervalul de timp 60/n în sec, în care arborele cotit efectuează o rotație. **V.m. a. p.** se notează, de regulă, cu w_{p_m} sau w_p și se calculează, pentru S exprimat în mm cu relația:

$$w_{p_m} = 10^{-3} Sn/30 \quad [\text{m/s}],$$

unde n este turația motorului [rot/min].

În raport cu **v.m. a. p.** motoarele cu ardere internă cu piston se clasifică astfel: motoare lente, la care $w_{p_m} = 4 \cdots 6{,}5$ m/s; motoare semirapide la care $w_{p_m} = 6{,}5 \cdots 10$ m/s; motoare rapide, la care $w_{p_m} = 10 \cdots 17$ m/s.

VITEZĂ CRITICĂ. Viteza de curgere a unui fluid egală cu viteza sunetului (valoare la care încetează curgerea subsonică și începe cea supersonică). **V.c.** se obține prin destinderea adiabatică a unui gaz pînă la presiunea critică și se calculează cu relația:

$$w_{cr} = \sqrt{2\frac{k}{k+1} p_1 v_1} = \sqrt{k \cdot R \cdot T_{cr}} = \sqrt{k \cdot p_{cr} \cdot v_{cr}} \quad [\text{m/s}],$$

în care: p_1 [N/m²] și v_1 [m³/kg] sînt presiunea și, respectiv, volumul specific în starea inițială; p_{cr} — presiunea critică, dată de relația:

$$p_{cr} = p_1 \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad [\text{N/m}^2],$$

k — exponentul adiabatic al procesului; v_{cr} [m³/kg] și T_{cr} [K] sînt volumul specific critic și, respectiv, temperatura critică corespunzătoare presiunii critice; R — constanta gazului [J/kg·K].

V.c. este egală numeric cu viteza de propagare a sunetului în gazul considerat, la parametrii critici ai săi:

$$w_{cr} = a = \sqrt{k \cdot R \cdot T_{cr}} \quad [\text{m/s}].$$

V.c. se poate obține fie în secțiunea de ieșire a ajutajelor convergente, la care presiunea finală este mai mică sau cel mult egală cu presiunea critică corespunzătoare presiunii de intrare a gazului în ajutaj ($p_e \leqslant p_{cr}$), fie în secțiunea minimă a ajutajelor convergent-divergente (Laval), la care presiunea de ieșire este mai mică decît presiunea critică corespunzătoare presiunii de intrare a gazului în ajutaj ($p_e < p_{cr}$). **V.c.** de curgere a gazelor se

Scanned with OKEN Scanner

folosește la turbinele cu abur, la turbinele cu gaze, la reactoare, la ejectoare etc.

VITEZA DE PROPAGARE A FLĂCĂRII. Într-un amestec combustibil gazos, după apariția unui centru de flacără, frontul de ardere se propagă pe toate direcțiile, cu fronturi sferice, concentrice. V. de p.a.f. este controlată de conductivitatea termică și de difuzia produselor de ardere.

Cum frontul de flacără este sferic, v. de p. a. f. are direcția normalei la suprafață. În regim laminar de ardere, atunci cînd propagarea flăcării are loc de la strat la strat, viteza corespunzătoare de ardere s_L depinde de concentrația combustibilului în amestec Viteza maximă de propagare a frontului de flacără s_L^{max} reprezintă o mărime caracteristică fiecărui combustibil și se determină cu ajutorul unor tuburi cu diametrul de 25,4 mm, raportîndu-se la $p=$ $=760$ mm Hg și $t=20°C$. Valoarea acestei viteze maxime de propagare a frontului de flacără este cuprinsă între 250 cm/s pentru hidrogen și 33,8 m/s pentru metan.

La trecerea din regimul laminar de ardere la cel turbulent, v. de p. a. f. crește rapid, depinzînd de viteza amestecului combustibil. Expresia generală a vitezei de propagare a frontului de flacără în regim turbulent este $s_T=$ $= As_L^n w^m$, în care A este o constantă dependentă de combustibil, iar m și n — exponenți a căror sumă este aproximativ egală cu doi.

VITEZĂ DE VAPORIZARE. Limita către care tinde raportul dintre cantitatea de lichid ce se vaporizează și timpul în care s-a produs vaporizarea, cînd timpul tinde către zero, la temperatura de vaporizare a lichidului și la presiunea de 760 mm Hg:

$$v_v=\lim_{\tau\to 0}\frac{m_l}{\tau}.$$

VOLANT. Piesă sub forma unui disc, cu o coroană periferică de secțiune dreptunghiulară, montată la capătul arborelui cotit spre flanșa de cuplare a motorului cu ardere internă cu agregatul antrenat (v. fig. M.49), care are rolul de a mări momentul de inerție mecanic al mecanismului motor, în vederea atenuării variației vitezei unghiulare a arborelui cotit. Momentul de inerție mecanic al v. J_v se adaugă la momentul de inerție mecanic al mecanismului motor J_o, astfel încît momentul de inerție mecanic total este:

$$J_t=J_0+J_v;\ J_v=(0{,}8\cdots 0{,}9)J_t.$$

Dacă m_V este masa v. și D_V — diametrul mediu al coroanei (Fig. V.18), atunci:

$$J_v=m_V D_V^2/4.$$

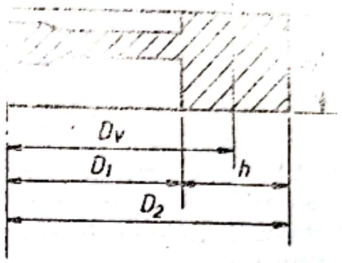


Fig. V.18. Dimensiunile caracteristice ale volantului: $D1$ — diametrul interior al coroanei; $D2$ — diametrul exterior al coroanei.

Pentru motoarele de autovehicule s-a stabilit că la turația nominală $n_n(w_n=\pi n_n/30)$, criteriul adimensional

$$\theta=J_v w_n^2/M_{e_n}$$

variază între limitele $\theta=175\cdots 330$ (M_{e_n} — momentul efectiv nominal). Acest criteriu se folosește pentru dimensionare.

Raportul dintre lățimea b și grosimea radială h a coroanei periferice variază între 0,6 și 2,2.

Viteza periferică nu trebuie să depășească 65 m/s la v. din fontă și 100 m/s la v. din oțel.

VOLUM. Mărime scalară pozitivă, care măsoară spațiul ocupat de un corp. Unitatea de măsură în sistemul internațional este metrul cub [m^3].

VOLUM SPECIFIC. Volumul ocupat de unitatea de masă. În sistemul internațional, unitatea de măsură a v.s. este m^3/kg.

VUIA (Cazan). v. Cazan.

Scanned with OKEN Scanner

W

WAALS, Van der. Fizician olandez (1837—1923). A stabilit ecuaţia de stare a gazelor reale şi a lichidelor, pornind de la consideraţii cinetico-moleculare.

WANKEL (motor). Motor cu ardere internă cu piston rotativ. Pistonul se roteşte în interiorul unei carcase al cărei contur interior are un profil specific, format din două curbe epitrohoide (Fig. W.1). Secţiunea transversală a

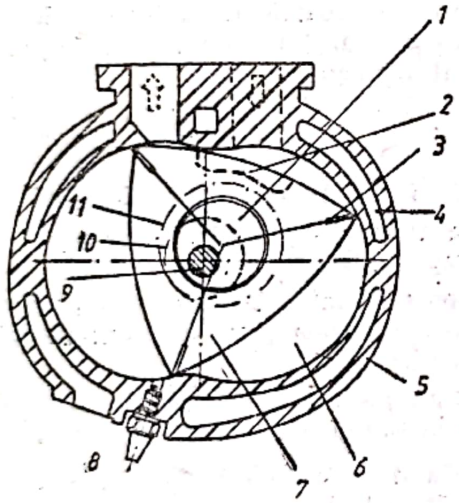


Fig. W.1. Secţiune transversală printr-un motor de tip Wankel:
1 — excentric; *2* — spaţiul camerei de ardere practicată în piston; *3* — segmenţi de etanşare; *4* — spaţiu de răcire; *5* — carcasă; *6* — spaţii de lucru; *7* — piston rotativ; *8* — bujie; *9* — arbore; *10* — roată dinţată pe arborele motor; *11* — coroană dinţată cu dantură interioară (în excentric).

pistonului reprezintă un triunghi echilateral, avînd laturile de forma unor segmente de cerc. Între suprafaţa interioară a carcasei şi suprafeţele exterioare ale pistonului se formează în timpul funcţionării spaţiile de lucru în care evoluează fluidul motor. Etanşarea spaţiilor de lucru se realizează prin segmenţii *3* (în formă de plăcuţe), montaţi în caneluri radiale, practicate longitudinal pe vîrfurile pistonului. Segmenţii sînt aplicaţi etanş pe suprafaţa interioară a carcasei cu ajutorul unor arcuri. Camera de ardere este delimitată de spaţiul cuprins

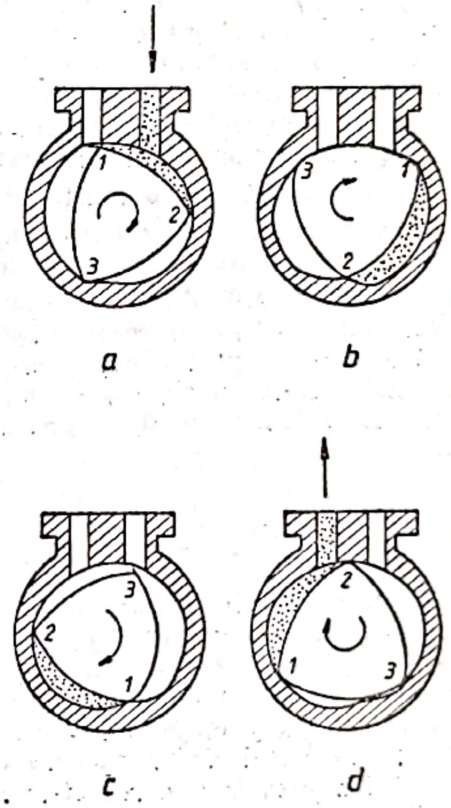


Fig. W.2. Succesiunea proceselor de lucru în motorul Wankel:
a — admisia; *b* — comprimarea; *c* — arderea şi destinderea; *d* — evacuarea.

între suprafaţa interioară a carcasei, segmenţii de pe două muchii alăturate ale pistonului şi suprafaţa laterală a unei zone a pistonului, în care este practicată cavitatea *2*. Mişcarea de rotaţie se transmite de la piston la arborele motorului *9* prin excentricul *1*.

Scanned with OKEN Scanner

Motorul **W.** elimină mişcarea de translaţie a pistonului, respectiv mecanismul bielă-manivelă. Avantajele acestui tip de motor constau în eliminarea forţelor de inerţie ale pieselor în mişcare de translaţie (forţele de inerţie ale pieselor în mişcare de rotaţie pot fi complet echilibrate). Se realizează astfel reducerea substanţială a solicitărilor pieselor şi funcţionarea motorului fără trepidaţii. De asemenea, masele şi gabaritele motoarelor **W.** sînt considerabil mai mici în raport cu motoarele convenţionale.

Succesiunea proceselor de lucru în motorul **W.** este prezentată în figura W.2.

Domeniul de utilizare a motoarelor **W.** este limitat de următoarele dezavantaje: dificultatea etanşării spaţiilor de lucru (uzura rapidă a segmenţilor), dificultăţi tehnologice considerabile privind execuţia carcasei şi nivelul ridicat al consumului de combustibil, datorită dificultăţilor privind formarea amestecului.

WATT, James. Savant scoţian (1736—1819). S-a ocupat cu studiul variaţiei presiunii de saturaţie cu temperatura, pentru apă, cu aplicaţii la maşina de abur. A repetat determinarea călduri latente de vaporizare a apei în cadrul cercetărilor asupra maşinii cu abur, contribuind la definirea clară a noţiunii de cantitate de căldură aplicabilă multor fenomene fizice şi a perfecţionării maşinii cu abur. A dezvoltat maşina cu abur şi a descoperit dublul efect. A construit regulatorul de abur, care îi poartă numele. Prin perfecţionările aduse maşinii cu abur, legate şi de condensatorul separat, constituie primul exemplu din domeniul căldurii, al legăturilor dintre cercetarea pură şi cea aplicativă.

WATT (unitate de măsură). Unitate de măsură a puterii în sistemul internaţional de unităţi de măsură SI; este egal cu puterea dezvoltată în mod uniform de o energie de un Joule în timp de o secundă (1 W=1 J/s). Are ca simbol **W.** De asemenea, un conductor electric absoarbe o putere de 1 W, cînd este străbătut de un curent electric de un Ampere la o tensiune de un volt:

$$1\ \mathrm{W}=1\ \mathrm{J/s}=1\ \mathrm{V}\cdot 1\ \mathrm{A}=10^{7}\ \mathrm{erg/s}.$$

Utilizînd această relaţie, s-a introdus noţiunea de **W.** internaţional prin folosirea vechilor unităţi internaţionale de măsură pentru curent: 1 W inter=1,00020 W. (Aceste unităţi internaţionale de putere nu se mai recomandă în standarde).

Multiplii şi submultiplii utilizaţi pentru **W** sînt: kilowattul (1 kW=10^3 W); megawattul (1 MW=10^3 kW=10^6 W); miliwattul (1 mW=$=10^{-3}$ W); microwattul (1 W=10^{-6} W).

Scanned with OKEN Scanner

Z

ZĂPADĂ CARBONICĂ. Bioxid de carbon în stare solidă. Se obţine prin destindere din CO_2 lichid, aflat sub presiune în butelii din oţel. Bioxidul de carbon lichid, care se scurge din butelia aflată cu ventilul în jos, se vaporizează parţial, determinînd o răcire puternică a restului de lichid care se transformă în fulgi de zăpadă ce pot fi colectaţi (de ex. într-un sac de pînză). Această zăpadă are proprietatea de a sublima la presiunea atmosferică, trecînd direct în stare gazoasă fără să lase vreun reziduu solid sau lichid. **Z.c.** presată în forme se transformă în gheaţă uscată (v. Gheaţă).

Se foloseşte pentru păstrarea şi transportul produselor alimentare congelate, la tratarea metalelor etc.

ZERO ABSOLUT. Stare termodinamică corespunzătoare încetării oricărei forme de mişcare a particulelor ce formează un sistem termodinamic. Starea de **z.a.** este imposibil de realizat [v. Nernst (Teorema lui)]. Dacă starea unui sistem tinde către starea de **z.a.**, parametrii care exprimă starea internă a sistemului (temperatura, presiunea, energia internă, entalpia şi entropia) tind către valoarea absolută zero. Starea de **z.a.** este originea scării termodinamice absolute de temperatură (scara Kelvin). În scara absolută de temperatură, punctului de topire al gheţii, la presiunea normală de 760 mm Hg, îi este atribuită pentru temperatură valoarea 273,15 K. În scara internaţională practică de temperatură, centigrad, avînd originea în punctul de topire a gheţei la presiunea atmosferică normală, stării de **z.a.** îi corespunde temperatura de — 273,15°C (1°C=1 K).

ZONĂ ACTIVĂ. v. Reactor nuclear

GLOSAR

S

SALA MAŞINILOR [ENGINE ROOM; MASCHINENSAAL; SALLE DE MACHINES; МАШИННЫЙ ЗАЛ] 5
SARCINĂ [LOAD; BELASTUNG; CHARGE; НАГРУЗКА] 5
SATURARE [SATURATION; SÄTTIGUNG; SATURATION; НАСЫЩЕНИЕ] . 6
SATURAT [SATURATE; GESÄTTIGT; SATURÉ; НАСЫЩЁННЫЙ] 6
SATURAŢIE (Stare de) [SATURATION STATE; SÄTTIGUNGSZUSTAND; ÉTAT DE SATURATION; НАСЫЩЁННОЕ СОСТОЯНИЕ] 7
SCARĂ DE TEMPERATURĂ [TEMPERATURE SCALE; TEMPERATURLEITER; ÉCHELLE DE TÉMPÉRATURE; ТЕМПЕРАТУРА ШКАЛА] 8
— Scara Celsius
— Scara Kelvin
— Scara Fahrenheit
— Scara Réaumur
— Scara Rankine
SCAUN DE SUPAPĂ [VALVE SET; VENTILSITZ; CHAISE DE SOUPAPE; КЛАПАННОЕ СЕДЛО] 10
SCHEMĂ DE INSTALAŢIE TERMOTEHNICĂ [ENGINEERING HEAT INSTALLATION DIAGRAMM; SCHEMA EINER THERMOTECHNISCHEN ANLAGE; SCHÉMA D'INSTALLATION THERMOTECHNIQUE; СХЕМА ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ] 10
SCHIMB DE CĂLDURĂ [HEAT EXCHANGE; WÄRMETAUSCH; ÉCHANGE DE CHALEUR; ТЕПЛООБМЁН] 11, 169
SCHIMB DE MASĂ [MASS EXCHANGE; MASSENTAUSCH; ÉCHANGE DE MASSE; МАССООБМЁН] 11, 182
SCHIMBAREA GAZELOR (la motoare cu ardere internă) [GAS EXCHANGE BY INTERNAL COMBUSTION ENGINES; GASAUTAUSCH BEI VERBRENNUNGSMOTOREN; ÉCHANGE DE GAZ POUR LES MOTEURS À COMBUSTION INTERNE; ГАЗООБМЕН ДЛЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНЯ] 11
SCHIMBĂTOR DE CĂLDURĂ [HEAT EXCHANGER; WÄRMETAUSCHER; ÉCHANGEUR DE CHALEUR; ТЕПЛООБМЁННИК] 12
— Clasificarea schimbătoarelor de căldură
— Schimbătoare de căldură cu ţevi şi manta
— Schimbătoare de căldură tubulare
— Schimbătoare de căldură cu amestec
— Calculul schimbătoarelor de căldură
SCHIMBĂTOR DE IONI [ION EXCHANGER; IONNENTAUCHER; ÉCHANGEUR D'IONS; ИОННООБМЁННИК] 23
SCRUBER [SCRUBBER; SKRUBBER; ÉPURATEUR DE GAZ; СКРУББЕР] . 23
SECŢIUNE-TIMP [SECTION-TIME; QUERSCHNITT-ZEIT; SÉCTION-TEMPS; СЕЧЕНИЕ-ВРЕМЯ] 24
SECŢIUNEA CRITICĂ A AJUTAJULUI [NOZZLE CRITIC SECTION; KRITISCHER DUSENQUERSCHNITT; SÉCTION CRITIQUE D'AJUTAGE; КРИТИЧЕСКОЕ СЕЧЕНИЕ СОПЛА] 24
SEEBECK (Efectul) [SEEBECK EFFECT; SEEBECK EFFEKT; L'EFFET DE SEEBECK; ЭФФЕКТ СИБЕКА] 24
SEGMENT DE PISTON [PISTON RING; KOLBENRING; SEGMENT DE PISTON; ПОРШНЕВОЕ КОЛЬЦО] 24
SENS DE ROTAŢIE [ROTATION SENSE; DREHRICHTUNG; SENS DE ROTATION; НАПРАВЛЕНИЕ ВРАЩЕНИЯ] 26
SENZOR [SENSOR; SENSOR; CAPTEUR; ОЩУТИМЫЙ] 26

Scanned with OKEN Scanner

SEPARATOR DE UMIDITATE (din abur) [MOISTURE SEPARATOR (from steam); WASSERABSCHEIDER (aus Dampf); SÉPARATEUR D'UMIDITÉ (de vapeur); ВЛАЖНООТДЕЛИТЕЛЬ (из пары)] 26
SERPENTINĂ [COIL; ROHRSCHLANGE; SERPENTIN; ЗМЕЕВИК] 28
SERTAR [SLID-VALVE; SCHIEBER; TIROIR; ЗОЛОТНИК] 28
SERVOMOTOR [SERVOMOTOR; SERVOMOTOR; SERVO-MOTEUR; СЕРВОМОТОР] 30
SHANNON, Claude Elwood 31
SIGURANȚĂ DE FUNCȚIONARE [OPERATING SAFETY; BETRIEBSSICHERHEIT; SÉCURITÉ DE FONCTIONNEMENT; БЕЗОТКАЗНОСТЬ] 31
SIGURANȚĂ PENTRU RECIPIENȚI SUB PRESIUNE (Dispozitiv de) [SAFETY DEVICE FOR RECEIVERS UNDER PRESSURE; SICHERHEITSVORRICHTUNGEN FÜR DRUCKBEHÄLTER; DISPOSITIF DE SÉCURITÉ POUR RECIPIENTS SOUS PRESSION; ОТСЕЧЕНЫЙ КЛАПАН ДЛЯ ПОСУД] 31
SIMBOL [SYMBOL; SYMBOL; SYMBOLE; СИМВОЛ] 31
— Simboluri literale utilizate în termodinamică și termotehnică
— Simboluri grafice pentru mașini și instalații energetice
SIMILITUDINE [SIMILARITY; ÄHNLICHKEIT; SIMILITUDE; ПОДОБИЕ] . 34
SISTEM DE APRINDERE (pentru motoare cu ardere internă) [IGNITION SYSTEM FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINES; ZÜNDSYSTEM BEI VERBRENNUNGSMOTOREN; SYSTÈME D'ALLUMAGE POUR MOTEURS À COMBUSTION INTERNE; СИСТЕМА ЗАЖИГАНИЯ ДЛЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ] 36
SISTEM DE DISTRIBUȚIE [DISTRIBUTION SYSTEM; STEUERUNGSSYSTEM; SYSTÈME DE DISTRIBUTION; СИСТЕМА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ] 36
SISTEM DE INJECȚIE (pentru motoare cu ardere internă) [INJECTION SYSTEM FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINES; EINSPRITZSYSTEM BEI VERBRENNUNGSMOTOREN; SYSTÈME D'INJECTION POUR MOTEURS À COMBUSTION INTERNE; СИСТЕМА ВПРЫСКА ДЛЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ] . . 36
SISTEM DE PORNIRE [START SYSTEM; ANLASSYSTEM; SYSTÈME DE DÉMARAGE; ПУСКОВАЯ СИСТЕМА] 38
— Sisteme de pornire electrice pentru motoare cu aprindere prin scînteie
— Sisteme de pornire cu aer pentru motoare diesel navale
— Sisteme de pornire pentru turbine cu gaze
— Sisteme de pornire pentru cazane cu abur
— Sisteme de pornire pentru turbine cu abur
SISTEM DE RĂCIRE [COOLING SYSTEM; KÜHLSYSTEM; SYSTÈME DE REFROIDISSEMENT; СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ] 43
SISTEM DE RECUPERARE A CĂLDURII [HEAT RECOVERY SYSTEM; WÄRMEVERVERTUNGSSYSTEM; SYSTÈME DE RÉCUPÉRATION DE LA CHALEUR; ТЕПЛОРЕКУПЕРАТОРНАЯ СИСТЕМА] 43
— Recuperarea căldurii de la purja continuă a cazanelor de abur
— Recuperarea căldurii de la cuptoare industriale
— Recuperarea căldurii de la instalațiile tehnologice din industria chimică
SISTEM DE UNGERE [LUBRICATING SYSTEM; SCHMIERSYSTEM; SYSTÈME DE GRAISSAGE; СИСТЕМА СМАЗКИ] 51
SISTEM ENERGETIC [ENERGY SYSTEM; ENERGETISCHES SYSTEM; SYSTÈME ÉNERGÉTIQUE; ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ХОЗЯЙСТВО] 55
SISTEM FIZIC [PHYSICAL SYSTEM; PHISISCHES SYSTEM; SYSTÈME PHISIQUE; ФИЗИЧЕСКАЯ СИСТЕМА] 57
SISTEM INTERNAȚIONAL (de unități de măsură) [INTERNATIONAL SYSTEM FOR MEASURE UNITS; INTERNATIONALES MESSWERTSYSTEM; SYSTÈME INTERNATIONAL D'UNITÉES DE MESURE; МЕЖДУНАРОДНАЯ СИСТЕМА ЕДИНИЦ] 57
SISTEM TERMODINAMIC [THERMODYNAMIC SYSTEM; THERMODYNAMISCHES SYSTEM; SYSTÈME THERMODYNAMIQUE; ТЕРМОДИНАМИЧЕСКАЯ СИСТЕМА] 59
SISTEME DE UNITĂȚI DE MĂSURĂ PENTRU MĂRIMI CALORICE [MEASURE UNITS SYSTEMS FOR THERMIC PARAMETERS; WÄRME MESSWERTSYSTEME; SYSTÈMES D'UNITÉES DE MESURE POUR PARAMÈTRES THERMIQUES; СИСТЕМА КАЛОРИЧЕСКИХ ЕДИНИЦ] 60

Scanned with OKEN Scanner

SOLICITARE TERMICĂ [THERMIC STRAIN; WÄRMEANSPRUCHUNG; SOLICITATION THERMIQUE; ТЕПЛОВОЕ НАПРЯЖЕНИЕ] 60
SOLICITARE TERMICĂ SPECIFICĂ A PISTONULUI [SPECIFIC THERMIC STRAIN OF THE PISTON; SPEZIFISCHE WÄRMEANSPRUCHUNG DES KOLBENS; SICICITATION THERMIQUE SPÉCIFIQUE DU PISTON; ТЕПЛОВОЕ УДЕЛЬНОЕ НАПРЯЖЕНИЕ ПОРШНЯ] 62
SOLIDIFICARE [SOLIDIFICATION; ERSTARRUNG; SOLIDIFICATION; ЗАТВЕРДЕВАНИЕ] 62
SOLUBILITATE [SOLUBILITY; LÖSBARKEIT; SOLUBILITÉ; РАСТВОРИМОСТЬ] 62
SOLUȚIE [SOLUTION; LÖSUNG; SOLUTION; РАСТВОР] 63
SOLVENT [SOLVENT; LOSUNGSMITTEL; SOLVANT; РАСТВОРИТЕЛЬ] . . 65
SONDĂ [CHECK ROAD; SONDE; SONDE; ЗОНД] 65
SPAȚIU DE ABUR [STEAM SPACE; DAMPFRAUM; ESPACE DE VAPEUR; ПАРОВОЕ ПРОСТРАНСТВО] 65
SPAȚIU DE APĂ [WATER SPACE; WASSERRAUM; ESPACE D'EAU; ВОДНОЕ ПРОСТРАНСТВО] 65
SPAȚIU MORT [DEAD SPACE; TOTERRAUM; ESPACE MORT; ВРЕДНОЕ ПРОСТРАНСТВО] 65
STABILITATEA ARDERII [COMBUSTION STABILITY; VERBRENNUNGSBESTÄNDIGKEIT; STABILITÉ DE COMBUSTION; УСТОЙЧИВОСТЬ СЖИГАНИЯ] 65
STAND DE PROBE [TEST STAND; PRÜFSTAND; STAND D'ÉSSAI; ИСПЫТАТЕЛЬНАЯ ПЛОЩАДКА] 67
STARE DE AGREGARE [STATE OF AGGREGATION; VEREINIGUNGSZUSTAND; ÉTAT D'AGRÉGATION; АГРЕГАТНОЕ СОСТОЯНИЕ] 67
STARE NORMALĂ [NORMAL STATE; NORMALZUSTAND; ÉTAT NORMAL; НОРМАЛЬНОЕ СОСТОЯНИЕ] 67
— Starea normală fizică
— Starea normală tehnică
STARE TERMODINAMICĂ [THERMODYNAMIC STATE; THERMODYNAMISCHER ZUSTAND; ÉTAT THERMODYNAMIQUE; ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЕ СОСТОЯНИЕ] 67
— Starea macroscopică
— Starea microscopică
— Starea energetică
— Starea de echilibru intern
— Starea de echilibru extern
— Starea de echilibru termodinamic
— Parametri de stare
— Funcții de stare
— Ecuația termică de stare
STATISTICA MAXWELL-BOLTZMANN [MAXWELL-BOLTZMANN STATISTICS; MAXWELL-BOLTZMANN STATISTIK; STATISTIQUE DE MAXWELL-BOLTZMANN; СТАТИСТИКА МАКСВЕЛЛ-БОЛЬЗМАННА] 69
STATOREACTOR [RAM-JET ENGINE; STATOREAKTOR; STATORÉACTEUR; ВОЗДУШНО-РЕАКТИВНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ] 69
STAȚIE DE AER COMPRIMAT [COMPRESSED-AIR STATION; DRUCKLUFTANLAGE; STATION D'AIR COMPRIMÉ; СЖАТОВОЗДУЖНАЯ СТАНЦИЯ] 70
STAȚIE DE DEZBENZINARE [TOPPING OF CRUDE OIL STATION; GAZOLINEGEWINNUNGS ANLAGE; STATION DE DÉGAZOLINAGE; ОТБЕНЗИНИВАНИЕ ГАЗА] 72
STAȚIE DE POMPARE [PUMPING STATION; PUMPEN STATION; STATION DE POMPAGE; ПЕРЕКАЧИВАЮЩАЯ СТАНЦИЯ] 72
STAȚIONAR (Regim) [STEADY STATE; BESTÄNDIGER BETRIEBZUSTAND; RÉGIME STATIONNAIRE; СТАЦИОНАРНЫЙ РЕЖИМ] 79
STAȚIONARĂ (Mișcare) [STEADY MOTION; BESTTÄNDIGE BENEBUNG; MOUVEMENT STATIONNAIRE; УСТАНОВИВШЕЕСЯ ДВИЖЕНИЕ] 79
STEAUA MANIVELELOR [CRANK PROJECTION; KURBELPROJEKTION; PROJECTION DES MANIVELLES; КРИВОШИПНАЯ ПРОЕКЦИЯ] 79
STEPHENSON, George 81

Scanned with OKEN Scanner

STIRLING (Motor) [STIRLING ENGINE; STIRLINGMOTOR; MOTEUR STIRLING; ДВИГАТЕЛЬ СТИРЛИНГА] . . . 81
STOECHIOMETRICĂ (Reacţie) [STOICHIOMETRIC REACTION; STÖCHIOMETRISCHE REAKTION; RÉACTION STOECHIOMÉTRIQUE; СТЕХИОМЕТРИЧЕСКАЯ РЕАКЦИЯ] . . . 81
STRAT LIMITĂ [BOUND LAYER; GRENZSCHICHT; COUCHE LIMITE; ПОГРАНИЧНЫЙ СЛОЙ] . . . 81
STRAT TERMOIZOLANT [THERMOISOLATING LAYER; WÄRMEISOLIERSCHICHT; COUCHE THERMOISOLANTE; УТЕПЛИТЕЛЬ] . . . 84
SUBLIMARE [SUBLIMATION; SUBLIMATION; SUBLIMATION; СУБЛИМАЦИЯ] . . . 84
SUBRĂCIRE [UNDERCOOLING; UNTERKÜHLUNG; SURREFROIDISSEMENT; ПЕРЕОХЛАЖДЕНИЕ] . . . 85
SUBSTANŢĂ [SUBSTANCE; SUBSTANZ; SUBSTANCE; ВЕЩЕСТВО] . . . 85
SUCCESIUNE DE APRINDERE [FIRING ORDER; ZÜNDFOLGE; ORDRE D'ALLUMAGE; ПОРЯДОК ЗАЖИГАНИЯ] . . . 85
SUFLANTĂ [BLOWER; GEBLÄSE; SOUFFLANTE; ВОЗДУХОДУВКА] . . . 85
SUFLĂTOR DE FUNINGINE [SOOT BLOWER; RUSSBLÄSER; SUFFLEUR À SUIE; САЖЕСДУВАТЕЛЬ] . . . 86
SUPAPĂ DE COMPRESOR [COMPRESSOR VALVE; KOMPRESSORVENTIL; SOUPAPE DE COMPRESSEUR; КОМПРЕССОРНЫЙ КЛАПАН] . . . 87
SUPAPĂ DE MOTOR [ENGINE VALVE; MOTORVENTIL; SOUPAPE DE MOTEUR; ДВИГАТЕЛЬНЫЙ КЛАПАН] . . . 88
SUPAPĂ DE SIGURANŢĂ [SAFETY VALVE; SIHERHEITSVENTIL; SOUPAPE DE SURETÉ; ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЙ КЛАПАН] . . . 90
SUPORT DE CONDUCTĂ [PIPE-SUPPORT; LEITUNGSHALTER; SUPPORT DE CONDUITE; КРЕПЛЕНИЕ ТРУБЫ] . . . 94
SUPRAALIMENTARE [SUPERCHARGING; AUFLADUNG] . . . 96
SUPRAFAŢA GRĂTARULUI [GRILL SURFACE; ROSTFLÄCHE; SURFACE DE GRILLE; ПОВЕРХНОСТЬ РЕШЕТКИ] . . . 100
SUPRAFAŢĂ DE ÎNCĂLZIRE [HEATING SURFACE; HEIZFLÄCHE; SURFACE DE CHAUFFAGE; ПОВЕРХНОСТЬ НАГРЕВА] . . . 100
SUPRAFAŢĂ DE VAPORIZARE [VAPORIZATION SURFACE; VERDAMPFUNGSFLÄCHE; SURFACE DE VAPORISAGE; ПОВЕРХНОСТЬ ИСПАРЕНИЯ] . . . 100
SUPRAÎNCĂLZIREA ABURULUI [STEAM SUPERHEATING; DAMPFÜBERHITZUNG; SURCHAUFFAGE DE VAPEUR; ПЕРЕГРЕВ ПАРА] . . . 100
SUPRAÎNCĂLZIREA APEI [WATER SUPERHEATING; WASSERÜBERHITZUNG; SURCHAUFFEUR DE L'EAU; ПЕРЕГРЕВ ВОДЫ] . . . 101
SUPRAÎNCĂLZITOR DE ABUR [STEAM SUPERHEATER; DAMPFÜBERHITZER; SURCHAUFFEUR DE VAPEUR; ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЬ] . . . 101
SUPRAPRESIUNE [OVERPRESSURE; ÜBERDRUCK; SURPRESSION; ИЗБЫТАЧНОЕ ДАВЛЕНИЕ] . . . 103
SUPRASARCINĂ [OVERLOAD; ÜBERLAST; SURCHARGE; ПЕРЕГРУЗКА] . . . 103
SUPRASATURAŢIE [SUPERSATURATION; ÜBERSÄTIGUNG; SURSATURATION; ПЕРЕНАСЫЩЕНИЕ] . . . 103
SURSĂ DE CĂLDURĂ [HEAT SOURCE; WÄRMEQUELLE; SOURCE DE CHALEUR; ИСТОЧНИК ТЕПЛА] . . . 103
SURSĂ DE ENTROPIE [ENTROPY SOURCE; ENTROPIEQUELLE; SOURCE D'ENTROPIE; ИСТОЧНИК ЭНТРОПИИ] . . . 103
SURSE DE ENERGIE [ENERGY SOURCES; ENERGIEQUELLEN; SOURCES D'ÉNERGIE; ИСТОЧНИК ЭНЕРГИИ] . . . 105

Ş

ŞICANĂ [BAFFLE; LEITWAND; CHICANE; ПЕРЕГОРОДКА] . . . 107
ŞOC TERMIC [THERMIC SHOCK; THERMISCHER STOSS; CHOC THERMIQUE; ТЕРМИЧЕСКИЙ УДАР] . . . 107

Scanned with OKEN Scanner

T

TABELĂ DE ABUR [STEAM TABLE; DAMPFTABELLE; TABLE DE VAPEUR; ТАБЛИЦА ПАРА] 108
TACHET [VALVE TAPPET; STÖSSEL; TAQUET DE SOUPAPE; ТОЛКАТЕЛЬ] 109
TALER DE SUPAPĂ [VALVE HEAD; VENTILTELLER; TÊTE DE SOUPAPE; ТАРЕЛКА КЛАПАНА] 110
TAMPON (rezervor) [BUFFER; PUFFERBEHÄLTER; RÉSERVOIR TAMPON; БУФЕРНЫЙ БАК] 111
TARARE A MOTORULUI [ENGINE RATING; MOTORLEISTUNGSEINSTELLUNG; TARAGE DU MOTEUR; ГРАДУИРОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЯ] 111
TEMPERATURĂ [TEMPERATURE; TEMPERATUR; TEMPÉRATURE; ТЕМПЕРАТУРА] 111
— Temperatură absolută
— Temperatura amestecului
— Temperatură ambiantă
— Temperatură critică
— Temperatură de congelare
— Temperatură de fierbere
— Temperatură de inflamabilitate
— Temperatură de radiație
— Temperatură de solidificare
TENSIUNE DE VAPORI [VAPOUR TENSION; DAMPFSPANNUNG; TENSION DE VAPEUR; НАПРЯЖЕНИЕ ПАРА] 112
TERMISTOR [THERMISTOR; THERMISTOR; THERMISTOR; ТЕРМИСТОР] . 113
TERMOCENTRALĂ [THERMAL POWER STATION; THERMOZENTRALLE; CENTRALE THERMIQUE; ТЕРМИЧЕСКАЯ СТАНЦИЯ] 114
— Centrale cu un singur fluid de lucru în circuit deschis
— Centrale cu un singur fluid în circuit închis
— Centrale cu două fluide de lucru în amestec
— Centrale cu două fluide în circuit închis
— Centrale cu cicluri combinate abur-gaze
— Centrale cu cicluri combinate, cu două fluide, cu faze vapori-lichid (cicluri binare)
— Centrale cu cicluri combinate magneto-hidraulice și abur-apă
— Noxele produse de CTE
— Schemele termice ale CTE
— Dispoziția utilajelor în CTE
— Dispoziție pe teren a CTE
— CTE cu motoare Diesel
— CTE cu turbine cu gaze
— CTE cu cicluri mixte abur-gaze
— Centrale nuclearo-electrice
TERMOCHIMIE [THERMOCHEMISTRY; THERMOCHEMIE; THERMOCHIMIE; ТЕРМОХИМИЯ] 137
TERMOCINETICĂ [THERMOKINETICS; THERMOKINETIK; THERMOCINÉTIQUE; ТЕРМОКИНЕТИКА] 137, 139
TERMOCOMPRESOR [THERMOCOMPRESSOR; THERMOKOMPRESSOR; THERMOCOMPRESSEUR; ТЕРМОКОМПРЕССОР] 137
TERMOCUPLU [THERMOCOUPLE; THERMOELEMENT; THERMOCOUPLE; ТЕРМОПАРА] 138
TERMODIFUZIE [THERMODIFFUSION; THERMODIFFUSION; THERMODIFFUSION; ТЕРМОДИФФУЗИЯ] 138
TERMODINAMICĂ [THERMODYNAMICS; THERMODYNAMIK; THERMODYNAMIQUE; ТЕРМОДИНАМИКА] 139
TERMOENERGETICĂ [THERMOENERGETICS; THERMOENERGETIK; THERMOENÉRGETIQUE; ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА] 139
TERMOFICARE [DISTRICT HEATING; STADTHEIZUNG; CHAUFFAGE URBAIN; ТЕПЛОФИКАЦИЯ] 140
— Economia de combustibil realizată prin termoficare
— Scheme de centrale de termoficare

Scanned with OKEN Scanner

— Termoficarea urbană
— Termoficarea industrială
TERMOGALVANOMETRU [THERMOGALVANOMETER; THERMOGALVANOMETER; THERMOGALVANOMÈTRE; ТЕРМОГАЛЬВАНОМЕТР] 147
TERMOMANOMETRU [THERMOMANOMETER; THERMOMANOMETER; THERMOMANOMÈTRE; ТЕРМОМАНОМЕТР] 147
TERMOMETRIC (Sistem) [THERMOMETRIC SYSTEM; THERMOMETRISCHES SYSTEM; SYSTÈME THERMOMÉTRIQUE; ТЕРМОМЕТРИЧЕСКАЯ СИСТЕМА] 147
TERMOMETRIE [TEMPERATURE MEASUREMENT; TEMPERATURMESSUNGEN; THERMOMÉTRIE; ТЕРМОМЕТРИЯ] 147
TERMOMETRU [THERMOMETER; THERMOMETER; THERMOMÈTRE; ТЕРМОМЕТР] 147
— Clasificarea termometrelor
— Caracteristici generale ale termometrelor
— Termometru de sticlă cu lichid
— Termometru metalic
— Termometru bimetalic
— Termometru manometric
— Termometru cu rezistență
— Termometru cu termistor
— Termometru cu termocuplu
— Termometru optic monocromatic
— Termometru de radiație totală
— Termometru de culoare
TERMONUCLEARĂ (Reacție) [THERMONUCLEAR REACTION; THERMONUKLEARE REAKTION; RÉACTION THERMONUCLÉAIRE; ТЕРМОЯДЕРНАЯ РЕАКЦИЯ] 158
TERMOREZISTENȚĂ [THERMORESISTANCE; THERMOWIEDERSTAND; THERMORÉSISTANCE; ТЕРМИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ] 158
TERMOSCOP [THERMOSCOPE; THERMOSKOP; THERMOSCOPE; ТЕРМОСКОП] 160
TERMOSIFON [THERMOSIPHON; THERMOSYPHON; THERMOSIPHON; ТЕРМОСИФОН] 160
TERMOSTAT [THERMOSTAT; THERMOSTAT; THERMOSTAT; ТЕРМОСТАТ] 161
TERMOSTATICĂ [THERMOSTATICS; THERMOSTATIK; THERMOSTATIQUE; ТЕРМОСТАТИКА] 139, 161,
TERMOTEHNICĂ [HEAT ENINEERING; WÄRMETECHNIK; THERMOTECHNIQUE; ТЕПЛОТЕХНИКА] 139, 161
TIJĂ A SUPAPEI [VALVE STEM; VENTILSCHAFT; TIGE DE SOUPAPE; СТЕРЖЕНЬ КЛАПАНА] 161
TIMBRUL CAZANULUI DE ABUR [STAMP OF BOILER; KESSELBEZEICHNUNG; PLAQUE DE CONTRÔLE DE CHAUDIÈRE; ТЕМБ ПАРОНОГО КОТЛА] 161
TIRAJ [DRAFT; OFFENZUG;TIRAGE; ТЯГА] 161
— Tiraj natural
— Tiraj artificial
TITLUL VAPORILOR [STEAM TITLE; DAMPF KENNWERTE; TITRE DU VAPEUR; ПАРОСОДЕРЖАНИЕ] 163
TITRARE [TITRATION; TITERUNG; TITRAGE; ТИТРОВАНИЕ] 164
TOBĂ DE EVACUARE [SILENCER; AUSPUFFTOPF; POT D'ÉCHAPPEMENT; ВЫПУСКНОЙ БАРАБАН] 164
TOPIRE [MELTING; SCHMELZUNG; FUSION; ПЛАВЛЕНИЕ] 164
TRACTOR [TRACTOR; SCHLEPPER; TRACTEUR; ТРАКТОР] 164
TRACȚIUNE FEROVIARĂ [RAILWAY TRACTION; EISENBAHNTRAKTION; TRACTION FÉROVIAIRE; ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНАЯ ТЯГА] 164
TRADUCTOR [TRANSDUCER; GEBER; TRADUCTEUR; ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЬ] 165
TRANSFER DE CĂLDURĂ [HEAT TRANSFER; WÄRMEÜBERGANG; TRANSFERT DE CHALEUR; ТЕПЛОПЕРЕДАЧА] 169
— Mărimi de bază în transferul de căldură
— Analogia electrică a transferului de căldură

Scanned with OKEN Scanner

— Conducţia termică
— Convecţia
— Radiaţia
— Transferul de căldură la contactul dintre corpuri
— Procese complexe de transfer de căldură
TRANSFER DE MASĂ [MASS TRANSFER; MASSENÜBERGANG; TRANSFERT DE MASSE; МАССООБМЕН] . . . 182
TRANSFORMARE DE FAZĂ [PHASE TRANSFORMATION; PHASENWANDLUNG; TRANSFORMATION DE PHASE; ФАЗОВОЕ ПРЕВРАЩЕНИЕ] . . . 184
TRANSFORMARE TERMODINAMICĂ [THERMODYNAMIC PROCESS; THERMODYNAMISCHE UMWANDLUNG; TRANSFORMATION THERMODYNAMIQUE; ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС] . . . 184
TRANSFORMATOR DE ABUR [STEAM TRANSFORMER; DAMPFUMWANDLER; TRANSFORMATEUR DE VAPEUR; ПАРООБРАЗОВАТЕЛЬ] . . . 188
TRANSPORT ÎN STRAT FLUIDIZAT [TRANSPORT IN FLUIDASBAD; PULVERSCHICHT BEFÖRDERUNG; TRANSPORT DANS COUCHE FLUIDISÉE; ЖИДКОТЕКУЧЕСКИЙ ПЕРЕНОС] . . . 191
TRANZITORIU (Regim) [TRANSIENT REGIME; ÜBERGANGSZUSTAND; RÉGIME TRANSITOIRE; ПЕРЕХОДНЫЙ РЕЖИМ] . . . 191
TREAPTĂ DE COMPRIMARE [COMPRESSION STEP; DRUCKSTUFFE; ÉCHELON DE COMPRESSION; СТУПЕНЬ СЖАТИЯ] . . . 191
TRIUNGHI DE VITEZE [SPEED TRIANGLE; GESCHWINDIGKEITS DREIECK; TRIANGLE DE VITESSES; ТРЕУГОЛЬНИК СКОРОСТЕЙ] . . . 191
TUB CAPILAR [CAPILLARY TUBE; HAARRÖHRICHEN; TUBE CAPILLAIRE; КАПИЛЛЯР] . . . 192
TUB DE CURENT [STREAM TUBE; STROMROHR; TUBE DE COURANT; ТРУБКА ПОТОКА] . . . 192
TUB DE FLACĂRĂ [FLAME TUBE; FLAMMROHR; TUBE DE FLAMME; ПЛАМЕННАЯ ТРУБА] . . . 193
TUB DE PRESIUNE [PRESSURE TUBE; DRUCKROHR; TUBE DE PRESSION; НАПОРНАЯ ТРУБА] . . . 193
TUB TERMIC [THERMIC TUBE; THERMISCHES ROHR; TUBE THERMIQUE; ТЕРМИЧЕСКАЯ ТРУБА] . . . 193
TURAŢIE [ROTATION SPEED; DREHZAHL; VITESSE DE ROTATION; ОБОРОТ] . . . 197
TURBINĂ [TURBINE; TURBINE; TURBINE; ТУРБИНА] . . . 197
TURBINĂ CU ABUR [STEAM TURBINE; DAMPFTURBINE; TURBINE À VAPEUR; ПАРОВАЯ ТУРБИНА] . . . 197
— Turbine cu condensaţie
— Turbine cu contrapresiune
— Turbine cu acţiune
— Turbine cu reacţiune
— Turbine cu trepte de viteză
— Turbine multietajate
— Turbine axiale
— Turbine radiale
TURBINĂ CU GAZE [GAS TURBINE; GASTURBINE; TURBINE À GAZ; ГАЗОВАЯ ТУРБИНА] . . . 207
— Turbine cu gaze în circuit deschis
— Turbine cu gaze în circuit închis
TURBOCOMPRESOR [TURBOCOMPRESSOR; TURBOVERDICHTER; TURBOCOMPRESSEUR; ТУРБОКОМПРЕССОР] . . . 210, 216
TURBODETENTOR [TURBOEXPANDER; TURBOEXPANDER; TURBODETENTEUR; ТУРБОДЕТЕНТОР] . . . 210
TURBOGENERATOR [TURBO-GENERATOR; TURBOGENERATOR; TURBOGÉNÉRATRICE; ТУРБОГЕНЕРАТОР] . . . 211
TURBOPROPULSOR [TURBOPROP-ENGINE; TURBOPROPULSOR; TURBOPROPULSEUR; ТУРБОВИНТОВОЙ ДВИГАТЕЛЬ] . . . 211
TURBOREACTOR [TURBO-JET ENGINE; TURBOREAKTOR; TURBORÉACTEUR; РЕАКТИВНЫЙ ТУРБОКОМПРЕССОРНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ] . . . 211
TURBOSUFLANTĂ [TURBOBLOWER; TURBOGEBLASE; TURBO-SOUFFLANTE; ТУРБОНАГНЕТАТЕЛЬ] . . . 216

Scanned with OKEN Scanner

TURBULENȚĂ [TURBULENCE; TURBULENZ; TURBULENCE; ТРУБЛЕНТНОСТЬ] . . . 218
TURN DE RĂCIRE [COOLING TOWER; KÜHLTURM; TOUR DE RÉFRIGÉRATION; ГРАДИРНЯ] . . . 220

Ţ

ŢEAVĂ DE FIERBERE [BOILING TUBE; VERDAMPFUNGSROHR; TUBE BOUILLEUR; ВАРОЧНАЯ ТРУБА] . . . 227
ŢEAVĂ DE FUM [SMOKE TUBE; RAUCHROHR; TUBE DE FUMÉE; ДЫМОГАРНАЯ ТРУБА] . . . 227
ŢEAVĂ DE INJECŢIE [INJECTION PIPE; EINSPRITZROHR; CONDUITE D'INJECTION; ТРУБА ДЛЯ ВПРЫСКА] . . . 227
ŢEAVĂ DE ÎNCĂLZIRE [HEATING TUBE; HEIZROHR; CONDUITE DE CHAUFFAGE; ТРУБОПРОВОД НАГРЕВАНИЯ] . . . 228

U

ULEI [OIL; OL; HUILE; МАСЛО] . . . 229
UMIDIFICARE [MOISTENING; BEFEUCHTUNG; HUMIDIFICATION; УВЛАЖНЕНИЕ] . . . 230
UMIDIFICATOR [MOISTURE DEVICE; BEFEUCHTER; UMIDIFICATEUR; УВЛАЖНИТЕЛЬ] . . . 230
UMIDITATE [HUMIDITY; FEUCHTIGKEIT; HUMIDITÉ; ВЛАЖНОСТЬ] . . . 231
— Umiditate absolută
— Umiditate relativă
— Conţinut de umiditate
— Determinarea umidităţii gazelor
— Umiditatea materialelor
— Determinarea umidităţii corpurilor solide şi lichide
UMPLERE (Motoare cu ardere internă) [CYLINDER FILLING; ZYLINDERFULLUNG; REMPLISSAGE DES CYLINDRES; НАПОЛНЕНИЕ ЦИЛИНДРОВ] 240
UNDĂ [WAVE; WELLE; ONDE; ВОЛНА] . . . 240
UNGHI DE EVAZARE [FLARING ANGLE; AUSBEREITUNGSWINKEL; ANGLE D'ÉVASEMENT; УГОЛ УШИРЕНИЯ] . . . 241
UNITĂŢI DE MĂSURĂ [MEASURE UNITS; MESSEINHEITEN; UNITÉES DE MESURE; ЕДИНИЦЫ ИЗМЕРЕНИЯ] . . . 57, 241
UNSOARE CONSISTENTĂ [LUBRICANT GREASE; SCHMIERFET; GRAISE CONSISTANTE; КОНСИСТЕНТНАЯ СМАЗКА] . . . 241
URANIU [URANIUM; URANIUM; URANIUM; УРАН] . . . 242
USCARE [DRYING; TROCKNUNG; SÉCHAGE; СУШКА] . . . 244
USCĂTOR [DRYER; TROCKNER; SÉCHOIR; СУШИЛКА] . . . 248
UZINĂ DE GAZ [GAS-WORKS; GASWERK; USINE À GAZ; ГАЗОВЫЙ ЗАВОД] . . . 253

V

VACUUM [VACUUM; VAKUUM; VIDE; ВАКУУМ] . . . 255
VACUUMMETRU [VACUUMMETER; VAKUUMMETER; VACUOMÈTRE; ВАКУУММЕТР] . . . 255
— Vacuummetre statice cu lichid
— Vacuummetre termice
— Vacuummetre cu ionizare
VALVĂ [VALVE; VENTIL; VALVE; ВЕНТИЛЬ] . . . 257
VAN DER WAALS (Ecuaţia) [VAN DER WAALS EQUATION; GLEICHUNG VON VAN DER WAALS; ÉQUATION DE VAN DER WAALS; УРАВНЕНИЕ ВАН-ДЕР-ВААЛЬСА] . . . 258
VAPORI [STEAM; DAMPF; VAPEUR; ПАРЫ] . . . 259
VAPORIZARE [VAPORIZATION; VERDAMPFUNG; VAPORISATION; ИСПАРЕНИЕ] . . . 259
VAPORIZATOR [VAPORIZER; VERDAMPFER; VAPORISATEUR; ИСПАРИТЕЛЬ] . . . 259

Scanned with OKEN Scanner

VAS DE EXPANSIUNE [EXPANSSION VESSEL; EXPANSIONSBEHÄLTER; RECIPIENT D'EXPANSION; РАСШИРИТЕЛЬНЫЙ СОСУД] 259
VELOX (Cazan) [VELOX BOILER; VELOXKESSEL; CHAUDIÈRE VELOX; ВЕЛОКС (КОТЁЛ)] 260
VENTIL [VALVE; VENTIL; SOUPAPE; ВЕНТИЛЬ] 260
VENTILARE [VENTILATION; LÜFTUNG; VENTILATION; ВЕНТИЛЯЦИЯ] . 260
VENTILATOR [BLOWER; VENTILATOR; VENTILATEUR; ВЕНТИЛЯТОР] . 264
— Ventilatoare radiale
— Ventilatoare axiale
VENTURI, Giovanni Batista 268
VENTURI (Tub) [VENTURI TUBE; VENTURIROHR; TUBE VENTURI; ТРУБКА ВЕНТУРИ] 268
VID [VACUUM; VAKUUM; VIDE; ВАКУУМ] 255, 268
VISCOZIMETRU [VISCOSIMETER; VISKOSIMETER; VISCOSIMÈTRE; ВИСКОЗИМЕТР] 268
VISCOZITATE [VISCOSITY; VISKOSITÄT; VISCOSITÉ; ВЯЗКОСТЬ] . . . 269
VITEZA MEDIE A PISTONULUI [PISTON MEDIUM SPEED; MITTLERE KOLBENGESCHWINDIGKEIT; VITESSE MOYENNE DU PISTON; СРЕДНЯЯ СКОРОСТЬ ПОРШНЯ] 270
VITEZĂ CRITICĂ [CRITIC SPEED; KRITISCHE GESCHWINDIGKEIT; VITESSE CRITIQUE; КРИТИЧЕСКАЯ СКОРОСТЬ] 270
VITEZA DE PROPAGARE A FLĂCĂRII [FLAME PROPAGATION SPEED; FORTSCHREITUNGSGESCHWINDIGKEIT DER FLAMME; VITESSE DE PROPAGATION DE LA FLAMME; СКОРОСТЬ РАСПРОСТРАНЕНИЯ ПЛАМЕНИ] 271
VITEZĂ DE VAPORIZARE [VAPORIZATION SPEED; VERDAMPFUNGSGESCHWINDIGKEIT; VITESSE DE VAPORISATION; СКОРОСТЬ ИСПАРЕНИЯ] 271
VOLANT [FLYWHEEL; SCHWUNGRAD; VOLANT; МАХОВИК] 271
VOLUM [VOLUME; VOLUMEN; VOLUME; ОБЪЁМ] 271
VOLUM SPECIFIC [SPECIFIC VOLUME; SPEZIFISCHES VOLUMEN; VOLUME SPÉCIFIQUE; УДЕЛЬНЫЙ ОБЪЁМ] 271
VUIA (Cazan) [VUIA BOILER; VUIAKESSEL; CHAUDIÈRE VUIA; ВУЯ (КОТЁЛ)] 271

W

WAALS (van der) 272
WANKEL (Motor) [WANKEL MOTOR; WANKELMOTOR; MOTEUR WANKEL; ДВИГАТЕЛЬ ВАНКЕЛЯ] 272
WATT (James) 273
WATT (Unitate de măsură) [WATT (Measure unit); WATT (Messeinheit); WATT (Unité de mesure); ВАТТ (Единица измерения)] 273

Z

ZĂPADĂ CARBONICĂ [CARBONIC SNOW; KOHLENSAURE SCHNEE; NEIGE CARBONIQUE; УГЛЕКИСЛОТНЫЙ СНЕГ] 274
ZERO ABSOLUT [ABSOLUTE ZERO; NULL GRAD ABSOLUT; ZÉRO ABSOLU; АБСОЛЮТНЫЙ НУЛЬ] 274
ZONĂ ACTIVĂ [ACTIVE ZONE; AKTIVE ZONE; ZONE ACTIVE; АКТИВНАЯ ЗОНА] 274

IAŞI

Scanned with OKEN Scanner

ISBN 973-31-0223-7

Scanned with OKEN Scanner